



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

EERO LEINAMO
HYDRAULISEN TESTIJÄRJESTELMÄN TOTEUTUS KESTOMAG-
NEETTIMOOTTORIN KUORMITUSHÄIRIÖIDEN TUTKIMISEKSI

Diplomityö

Tarkastajat: Matti Linjama ja Seppo
Tikkanen
Tarkastaja ja aihe hyväksytty Tek-
nisten tieteiden tiedekuntaneuvos-
ton kokouksessa 7. maaliskuuta
2018

TIIVISTELMÄ

EERO LEINAMO: Hydraulisen testijärjestelmän toteutus kestomagneettimoottorin kuormitushäiriöiden tutkimiseksi

Tampereen teknillinen yliopisto

Diplomityö, 75 sivua, 25 liitesivua

Maaliskuu 2018

Automaatiotekniikan diplomi-insinöörin tutkinto-ohjelma

Pääaine: Hydrauliteknikka ja automaatio

Tarkastajat: Dos. Matti Linjama ja Prof. Seppo Tikkanen

Avainsanat: pyörimisnopeussäätö, pumppuohjaus, kestomagneettimoottori, sähkömoottori, dynamiikka, simulointi, hydraulikkajärjestelmä, hydraulikkasuunnittelu

Tämän diplomityön tarkoituksena oli tutkia kaupallisen kestomagneettimoottorin suorituskkyä dynaamisesti vaativissa hydraulisissa järjestelmissä. Tavallisesti pyörimisnopeussäädetyissä pumppuohjatuissa hydraulikkajärjestelmissä on käytetty induktiomootoria, jolla on kestomagneettimoottoria heikommät dynaamiset ominaisuudet. Tämän vuoksi haluttiin selvittää kestomagneettimoottorin suorituskkyyn potentiaali, jotta nähdään miten sitä voisi hyödyntää entistä vaativammissa hydraulikkajärjestelmissä.

Tutkimus aloitettiin perehtymällä kestomagneettimoottorin ja pyörimisnopeusohjauksen teoriaan. Tämän jälkeen suunniteltiin, simuloitiin alustavasti ja rakennettiin testijärjestelmä, jolla pystyttiin toteuttamaan hyvin laajalla skaalalla erilaisia kuormitustilanteita kestomagneettimoottorille. Teoriaan ja mittaustuloksiin perustuen kehitettiin mahdollisimman todellisuutta mukaileva simulointimalli kestomagneettimoottorista. Säätimen tehokkuuden todettiin olevan todella merkityksellinen tekijä sähkömoottorin suorituskkyssä. Säätimen simulointimallista tehtiin optimaalinen ja sen rajoituksena oli virran muutosnopeus ja saturaatio.

Simulointimallin perusteella kestomagneettimoottorin dynamiikka todettiin riittäväksi hyvinkin vaihteleviin kuormitustilanteisiin hydraulisessa järjestelmässä. Testijärjestelmän mittaustulokset olivat kuitenkin selvästi heikoimmat, mikä johtui säätimen sisäisistä rajoituksista. Vakiokuormituksella suorituskky oli hyvä, mutta pienikin kuormituksen muutos heikensi sähkömoottorin kykyä pysyä referenssinopeudessaan. Kestomagneettimoottori vaikuttaa rakenteensa ja ominaisuuksiensa puolesta kuitenkin lupaavalta, joten paremman säätimen hankkiminen ja kehittäminen jatkossa johtaisi varmasti selvästi käyttökelpoisiin tuloksiin. Tämän jälkeen voitaisiin verifioida säätimen simulointimalli, jota hyödynnettäisiin sähkömoottorimallin kanssa jatkotutkimuskohteina olevien hydraulisten piirien testauksessa ja kehityksessä.

ABSTRACT

EERO LEINAMO: Implementation of a Hydraulic Test Circuit to Examine Load Disturbances of a Permanent Magnet Motor

Tampere University of Technology

Master of Science Thesis, 75 pages, 25 Appendix pages

March 2018

Master's Degree Programme in Automation Engineering

Major: Fluid Power

Examiners: Adjunct Professor Matti Linjama and Professor Seppo Tikkanen

Keywords: variable-speed control, pump drive, permanent magnet motor, electric motor, dynamics, simulation, hydraulic system, hydraulic design

The target of this Master's thesis was to research the performance of a commercial permanent magnet motor in dynamically challenging hydraulic systems. Usually, induction motors that have lower dynamic characteristics have been used in the variable-speed pump controlled hydraulic systems. For this reason, it was desired to study the performance potential of permanent magnet motors to see, how they could be utilized in demanding hydraulic systems.

The research was started by getting familiar with the theory of permanent magnet motors and variable-speed pump drives. The next step was to design, verify by simulation and build the test system which was used to produce varying loads for the permanent magnet motor in multiple different ways. The simulation model was made as realistic as possible and it was build based on the theory and measurements of the real system. The swiftness of the controller was found to be the most significant factor affecting the performance of the permanent magnet motor. The model of the controller was made to be optimal with the only restrictions being rate of current change and its saturation.

The dynamics of the permanent magnet motor were found to be satisfactory with greatly varying hydraulic loads according to the simulation model. However, the test results derived from the real system were clearly worse, which was caused by the internal limits of the controller. The performance was adequate with constant loads but even the merest fluctuation of the load weakened the ability of the permanent magnet motor to follow its speed reference. Acquiring and developing a better controller will likely lead to desired results because the permanent magnet motor seems to be promising because of its characteristics. Finally, after verifying the simulation model of the new enhanced controller, the whole model can be used for further research and testing of the hydraulic circuits under development.

SISÄLLYSLUETTELO

SISÄLLYSLUETTELO.....	IV
1. JOHDANTO	1
2. KESTOMAGNEETTITAHTIMOOTTORI.....	3
2.1 Vertailua vaihtosähkömoottoreihin	3
2.2 Toimintaperiaate.....	4
2.3 Mallinnus	6
2.3.1 Mallinnus staattorin koordinaatistossa.....	7
2.3.2 Parkin ja Clarken muunnokset.....	8
2.3.3 Mallinnus roottorin koordinaatistossa.....	10
2.4 Moottorin toiminta.....	12
2.4.1 Osoitindiagrammi	12
2.4.2 Parametrien vaikutus toimintaan	15
2.5 Moottorin ohjaus	15
2.5.1 Skalaariohjaus.....	16
2.5.2 Vektorisäätö.....	16
2.6 PMSM dynaamiset ominaisuudet.....	18
2.6.1 Liikkeeseen vaikuttavat tekijät	19
2.6.2 Lämpötilan vaikutus.....	21
3. PYÖRIMISNOPEUSOHJATTU JÄRJESTELMÄ.....	23
3.1 Pumppuohjauksien vertailua	23
3.2 Pyörimisnopeusohjattu järjestelmä.....	24
3.2.1 Perinteinen toteutus.....	24
3.2.2 Sähköhydraattinen toimilaite	25
3.2.3 Hybriditoteutus	26
3.2.4 Sähkömoottori pyörimisnopeusohjauksessa.....	28
3.3 Mobilekäytön järjestelmäarkkitehtuureja	29
3.3.1 Keskitetty.....	29
3.3.2 Hajautettu	30
3.3.3 Jaettu hybridijärjestelmä	31
4. TESTIJÄRJESTELMÄN TOTEUTUS	34
4.1 Testijärjestelmän esittely.....	34
4.2 Komponenttien esittely, mitoitus ja valinta	35
4.2.1 Pumppumoottori	36
4.2.2 Sähkömoottori.....	37
4.2.3 Taajuusmuuttaja ja akut	39
4.2.4 Venttiililohko	40
4.2.5 Apupumppu	41
4.2.6 Paineakut	41
4.2.7 Letkut	43
4.3 Testijärjestelmän mallinnus	44

4.3.1	Hydrauliikan mallinnus	45
4.3.2	Kestomagneettimoottorin ja säätimen mallinnus.....	46
5.	SIMULOINTITULOKSET	49
5.1	Tyypillinen työkierto	49
5.2	Muuttuva nopeus vakiokuormituksella.....	50
5.3	Vakionopeus muuttuvalla kuormituksella	52
5.4	Simulointituloksien yhteenveto	54
6.	MITTAUSTULOKSET JA JATKOTUTKIMUS	56
6.1	Järjestelmän arkkitehtuuri	56
6.2	Järjestelmän mittaustulokset	57
6.2.1	Tyypillinen työkierto.....	58
6.2.2	Muuttuva nopeus vakiokuormituksella	60
6.2.3	Vakionopeus muuttuvalla kuormituksella.....	62
6.2.4	Mittaustulosten yhteenveto ja analysointi	65
6.3	Järjestelmän kehitys ja jatkotutkimus.....	66
6.3.1	Säätimen momenttiohjaus	66
6.3.2	Säätimen kehitys jatkossa.....	68
6.3.3	Välikytkin ja vaihteisto	68
6.3.4	Tilavuusvirran ja nopeuden suhde	69
7.	YHTEENVETO JA JOHTOPÄÄTÖKSET	71
	LÄHTEET	72
	LIITE A: PUMPPUMOOTTORIN TEKNISET TIEDOT	
	LIITE B: SERVOMOOTTORIN TEKNISET TIEDOT	
	LIITE C: VÄLIKYTEIN	
	LIITE D: SÄHKÖKYTKENNÄT	
	LIITE E: VENTTIILIOHKON RAKENNEKUVA	
	LIITE F: APUPUMPUN TEKNISET TIEDOT	
	LIITE G: JÄRJESTELMÄN SIMULOINTIMALLI	
	LIITE H: SÄHKÖMOTORIN SIMULOINTIMALLIT	
	LIITE I: SIMULOINTIMALLIN PARAMETRIT	
	LIITE J: TOTEUTETTU TESTIJÄRJESTELMÄ	
	LIITE K: OSALUETTELO	

LYHENTEET JA MERKINNÄT

AC	Vaihtovirta
Class B, F, H	Moottorin lämpötilan kestoluokitus
DC	Tasavirta
DTC	Direct Torque Control
EHA	Electro-Hydrostatic Actuator
FOC	Field-Oriented Control
ICE	Internal Combustion Engine
IM	Induktiomoottori
IPM	Interior Permanent Magnet Synchronous Motor
MP	Keskiteho
MTPA	Maximum Torque Per Ampere
PMSM	Permanent Magnet Synchronous Motor
PWM	Pulse Width Modulation
RMS	Neliöllinen keskiarvo
rpm	Revolutions per minute
RTI	Real-Time Interface – reaaliaikainen käyttöliittymä
SIMO	Single Input, Multiple Output
SPM	Surface Permanent Magnet Synchronous Motor
SynRM	Synchronous Reluctance Motor
V/f	Voltage / frequency – skalaariohjaus
VCL	Vehicle Control Logic – taajuusmuuttajan ohjelmointikieli
B	Pyörimiskitka
c	Ominaislämpökapasiteetti
E_f	Magneettikenttien indusoima jännitteistä
E_{PM}	Kestomagneettien indusoima jännite
E_r	Jännitehäviö vastuksen yli
E_s	Staattorin käämivuon indusoima jännite
I_a, I_b, I_c	Staattorin vaihevirrät
I_d, I_q	Roottorin dq-akselien virrat
I_s	Staattorivirta
J	Inertia
k	Kaasun polytrooppivakio
K	Varmistuserroin
K_{ep}	Jännitevakio
K_I	Integrointi vahvistus
K_P	Proportionaali vahvistus
K_t	Momenttivakio
$L_{aa}, L_{bb}, \dots, L_{cc}$	Staattorin vaiheinduktanssit ja vaiheiden väliset induktanssit
L_d, L_q	Roottorin dq-akselien induktanssit
L_s	Staattorin induktanssi
M	Massa
P	Napaparien lukumäärä
p_0	Alkupaine
p_A	Ilmanpaine
p_{pc}	Esitäyttöpaine
Q_{nom}	Nominaalilavuusvirta

Q_x	Tarkasteltu tilavuusvirta
R_s	Staattorin vaiheresistanssi
R_{th}	Terminen resistanssi
t	Aika
T	Lämpötila
T_0	Alkulämpötila
T_e	Sähkömoottorin tuottama momentti
T_L	Kuormamomentti
T_{RMS}	Työkierron momentin RMS-arvo
V_0	Alkutilavuus
V_a, V_b, V_c	Staattorin vaihejännitteet
V_{bemf}	Vastasähkömotorinen voima
V_d, V_q	Roottorin dq-akselien jännitteet
V_g	Kierrotilavuus
V_{RMS}	Staattorijännitteen RMS-arvo
V_s	Staattorijännite
V_{tot}	Kokonaistilavuus
X_d, X_q	Roottorin dq-akselien reaktanssit
X_s	Staattorin reaktanssi
α	Kiihtyvyys
α_{temp}	Lämpötilavakio
β	Virtakulma
Δp	Paine-ero
Δp_{nom}	Nominaalipaine-ero
Δp_x	Tarkasteltu paine-ero
θ_m	Roottorin mekaaninen kulma
θ_s	Roottorin sähköinen kulma
τ_{elec}	Sähköinen aikavakio
τ_{em}	Sähkömagneettinen aikavakio
τ_{therm}	Terminen aikavakio
Ψ_a, Ψ_b, Ψ_c	Staattorin käämivuot
$\Psi_{am}, \Psi_{bm}, \Psi_{cm}$	Staattorin vaiheisiin indusoituneet kestopagneettien käämivuot
Ψ_d, Ψ_q	Roottorin dq-akselien käämivuot
Ψ_{PM}	Kestopagneettien käämivuo
Ψ_s	Staattorin käämivuo
$\cdot v$	Volumetrinen hyötysuhde
ω_m	Roottorin mekaaninen pyörimisnopeus
ω_{RMS}	Työkierron pyörimisnopeuden RMS-arvo
ω_s	Roottorin sähköinen pyörimisnopeus

1. JOHDANTO

Perinteinen tapa tehonohjaukselle hydraulikassa on venttiiliohjaus. Siitä seuraa kuitenkin merkittäviä häviöitä, koska pumppu pyörii jatkuvasti, ja venttiilien yli oleva paine-ero tuottaa hukкатаhoa lämpönä. Kasvaneiden vaatimuksien vuoksi on uusille ratkaisuille tullut tarvetta niin hyötysuhteen, kompaktiuden kuin dynaamisuuden suhteen. Modernimpi tapa tehonohjaukselle on tuottaa hydraulista tehoa tarpeen mukaan. Tämä tapahtuu säättämällä pumpun kulmaa, pyörimisnopeutta tai molempia samanaikaisesti. Yhden muuttujan säätötapoja on tutkittu paljon induktiomootoreilla, mutta ei tahtimootoreilla, joilla on selvästi paremmat dynaamiset ominaisuudet.

Diplomityö on tehty kaupallisella kestopagneettimotorilla toteutetun pumppuohjatun järjestelmän dynaamisten ominaisuuksien tutkimiseksi erilaisissa kuormitustilanteissa. Työssä suunnitellaan, simuloidaan ja rakennetaan testijärjestelmä näiden ominaisuuksien tutkimiseksi. Diplomityön aiheena on luoda todellisuutta vastaava mahdollisimman yksinkertainen simulointimalli, jota voidaan käyttää jatkotutkimuksissa.

Pumppuohjatussa järjestelmässä ongelmaksi muodostuu se, että moottorin tulee tuottaa toimilaitteen vaatima teho, mikä johtaa suureen sähkömoottoriin. Hybridijärjestelmällä pystytään pienentämään sähkömoottorin tehon ja momentin tarvetta, mikä pienentää sähkömoottorin kokoa. Hybridijärjestelmässä on jokin muu energian varastointi- ja käyttötapa, kuten paineakku. Työ perustuu osittain [2] työlle, jossa tutkittiin sylinteriohjauksen toteutusta pumppuohjatussa hybridijärjestelmässä. Työssä [28] tarkasteltiin samaa hybridijärjestelmää, ja tuloksena saatiin 25...50 % sähkömoottorin koon pienentämispotentiaali sovelluskohteesta riippuen. Kuormitushäiriöiden tutkimisen tarve todettiin työssä [27], jossa oli pohdittu sähkömoottorin hyödyntämistä eräässä hydraulikkajärjestelmässä.

Toisessa luvussa keskitytään kestopagneettimootoreiden toimintaperiaatteen, mallinnuksen, ohjauksen ja dynaamisten ominaisuuksien teoriaan sekä vertailuun muihin vaihtovirtamootoreihin. Kolmannessa luvussa esitellään perinteisen pyörimisnopeussäädön idea sekä hybriditoteutus. Kolmannessa luvussa esitellään myös sähköhydraustaattisen toimilaitteen toteutus sekä erilaisia arkkitehtuureja sähkömoottoria hyödyntäville järjestelmille mobileikäytössä. Neljännessä luvussa esitellään suunnitellun järjestelmän kunkin komponentin merkitys, mitoitus ja valinta. Neljännessä luvussa esitellään myös järjestelmän simulointimalli sähköisille, mekaanisille ja hydraulisille osille.

Viidennessä luvussa keskitytään simulointituloksiin tutkimalla erilaisia kuormitustilanteita. Kuudennessa luvussa esitellään todellisen järjestelmän tulokset ja verrataan niitä

simuloituihin, minkä avulla voidaan verifioida simulointimalli. Kuudennessa luvussa kootaan johtopäätökset tulosten perusteella, minkä perusteella pohditaan kehitys- ja jatkotutkimusaiheita sähkömoottorille hydraulisiin järjestelmiin.

2. KESTOMAGNEETTITAHTIMOOTTORI

Tässä kappaleessa syvennyttään kestopagneettitahtimoottorin (engl. permanent magnet synchronous motor, PMSM) teoriaan. Siihen kuuluu PMSM:n vertailua muihin vaihtovirtamoottoreihin kuten induktio­moottoriin (IM) ja reluktanssimoottoriin (SynRM), sekä mitkä niiden edut ja haitat ovat. Kappaleessa esitellään myös PMSM:n mallinnuksen teoria, ohjaustavat ja dynaamiset ominaisuudet sekä niihin vaikuttavat tekijät.

Kestomagneettimoottorit voidaan jakaa staattorikäimitykseen perustuen sini- ja puoli-suunnikasaaltomuotoihin (engl. trapezoidal), jotka määräytyvät moottorin käämyksen mukaan. Jaon perusteella määräytyvät moottorissa muodostuvat jännitteet ja käämivuot, minkä lisäksi syöttövirtojen tulee olla näitä vastaavat. [5] Työssä käytetään sinimuotoista syöttöä, joten siihen keskitytään.

2.1 Vertailua vaihtosähkömoottoreihin

Ensin vertaillaan induktio­moottorin ja PMSM:n eroavaisuuksia. Huomataan, että valinta niiden välillä riippuu täysin siitä, millaiseen käyttöön moottori tulee. PMSM:lla on selvästi paremmat dynaamiset ominaisuudet. Tämän vuoksi se on parempi, jos työ­kierrossa on paljon vaihtelua nopeuden ja kuormituksen suhteen. PMSM:lla on myös suurempi tehotehiheys, mikä on hyvä kompaktia kokoa tavoiteltaessa. IM:lla on noin 1,5-kertainen massa ja tilavuus verrattuna PMSM:in. PMSM:n kokoa pienentää myös pienempi jäähtymisen tarve. [21]

PMSM:n ja IM:n hyötysuhteita ja tehohäviöitä vertaillaan taulukossa 1. Siitä huomataan, että pienillä nopeuksilla PMSM:n hyötysuhde on selvästi parempi, mikä johtuu siitä, ettei sen roottoria magnetoida erikseen kestopagneettien ansiosta. PMSM:n roottorihäviöt pysyvät kaikilla käyttöalueilla lähes vakioina, mutta staattorihäviöt kasvavat pienillä nopeuksilla. Häviöiden suuruus tasoittuu lähestyttäessä suurempia nopeuksia ja pienempää kuormitusta. Suurilla nopeuksilla IM:n häviöt ovat yhtä suuret tai jopa pienemmät kuin PMSM:lla. Taulukosta 1 voidaan tehdä johtopäätös, että PMSM on parempi hyötysuhteen kannalta laajalla käyttöalueella. Paremman hyötysuhteen vuoksi moottori lämpenee vähemmän. IM on parempi suurilla nopeuksilla. [21]

Taulukko 1 PMSM:n ja IM:n tehohäviöt ja hyötysuhteet eri käyttöalueilla

	$P_{\text{mechanical}}$ [kW]	PMSM [kW (η)]	IM [kW (η)]
High T, low ω	31,4	6,0 (84,0 %)	17,2 (64,6 %)

Mid T, mid ω	52,4	1,3 (97,6 %)	2,7 (95,1 %)
Low T, high ω	23,6	1,3 (94,8 %)	0,9 (96,2 %)

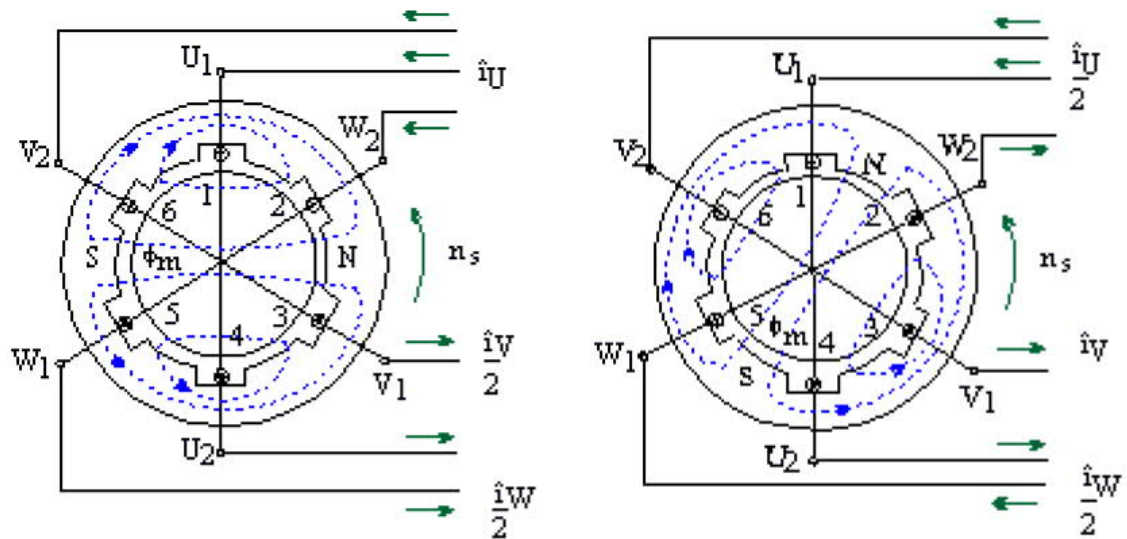
PMSM:lle saadaan yleensä asennettua enemmän ilma-aukon halkaisijaa lisääviä napapareja, mikä kasvattaa momentin tuottoa ja siten tehotehokkuutta. PMSM ei tarvitse myöskään välttämättä vaihteistoa, koska häviöt ovat vähäisiä pienillä kierroksilla. PMSM:lla on myös pienempi inertia, koska sillä ei ole häkkikäymistä roottorilla kuten IM:lla. Tämä johtaa parempiin dynaamisiin ominaisuuksiin. PMSM:a on myös helpompi ohjata, sillä sen nopeus on suoraan verrannollinen syöttötaajuuteen. IM on epätahtimoottori, jolla on roottorissa jättämää (engl. slip) verrattuna syöttötaajuuteen. Jättämän suuruus riippuu kuormituksesta. PMSM:n kestopagnetointi kuitenkin vaikeuttaa kentänheikennyksen toteuttamista, koska roottorin magneettikenttä on vakio. Kentänheikennyksen toteuttaminen PMSM:lle lisää kestopagneettien demagnetoinnin riskiä. IM:n etuna on sen 20...25 % halvempi hinta, koska se ei vaadi kalliita kestopagneetteja. IM:n ominaisuudet ovat myös riittävät useisiin käyttösovelluksiin. IM:n vahvuutena on myös tehokkuus korkeilla nopeuksilla. [21]

Kolmas yleinen vaihtovirtamoottori on reluktanssiin perustuva SynRM (engl. synchronous reluctance motor). Niiden vahvuutena verrattuna PMSM:in on hinta, koska siinä ei ole kalliita kestopagneetteja. SynRM kestää myös paremmin ylikuumentumista, koska sillä ei ole riskiä demagnetoinnille. Sillä on suurempi piikkimomentti pienillä nopeuksilla, mutta huonompi hyötysuhde. SynRM:lla on myös pienempi tehotehokkuus, joten nämä moottorit ovat kooltaan suurempia. Sillä syntyy pulssimaista momentin tuottoa ilma-aukon käämivuon yläpuolelta vuoksi. SynRM:lla on mahdollista päästä suurempiin nopeuksiin kuin PMSM:lla. Ohjauksen toteuttaminen reluktanssiin perustuvalla SynRM:lla on vaikeampaa. [24]

2.2 Toimintaperiaate

Tahtimoottorilla tarkoitetaan, että roottorin pyörimisnopeus on suoraan verrannollinen syötetyn syöttövirran taajuuteen. Tahtimoottorit pyörivät tahtinopeudella aina vakaassa tilassa (engl. steady-state), eli tilassa, jossa momentti ja pyörimisnopeus ovat vakioita. Tahtinopeus muodostetaan staattorin käämien ja roottorin kestopagneettien muodostamien magneettikenttien avulla. Staattoreille syntyy magneettikenttä, kun staattorin käämeille syötetään kolmivaihevirtaa. Virta synnyttää käämeissä magneettikentän Ampèren lain mukaan. Staattoreille syötetyn virran muutos taas muuttaa magneettikentän suuruutta, mikä tuottaa vastasähkömotorisen voiman (engl. back-electromotive force, BEMF) eli indusoi käämiin jännitteen Faradayn lain mukaan. Virran muutos synnyttää pyörivän magneettikentän, jota havainnollistetaan kuvassa 1.

Kuvan 1 vasemmassa puoliskossa U-käämille syötetty virta on huipussaan. V- ja W-käämeille syötetyt virrat ovat puolet negatiivisesta huippuarvosta. Oikeassa puoliskossa magneettikenttä on pyörinyt 60° vastapäivään, jolloin U-käämin virta on pienentynyt, V-käämin jännite on negatiivisessa huipussaan ja W-käämin merkki on muuttunut positiiviseksi. Sama kierto jatkuu 360° verran, jolloin kierros lähtee uudestaan. Roottorin kiinteä magneettikenttä syntyy kestopagneettien avulla, joten erillistä roottorin magnetointia ei tarvita. Kun nämä kaksi eri magneettikenttää kohtaavat, roottorin magneettikenttä pyrkii seuraamaan pyörivää magneettikenttää, jolloin roottori alkaa pyöriä. Magneettikenttien vastakkaiset navat vetävät toisiaan puoleensa ja lukittuvat keskenään. [32]

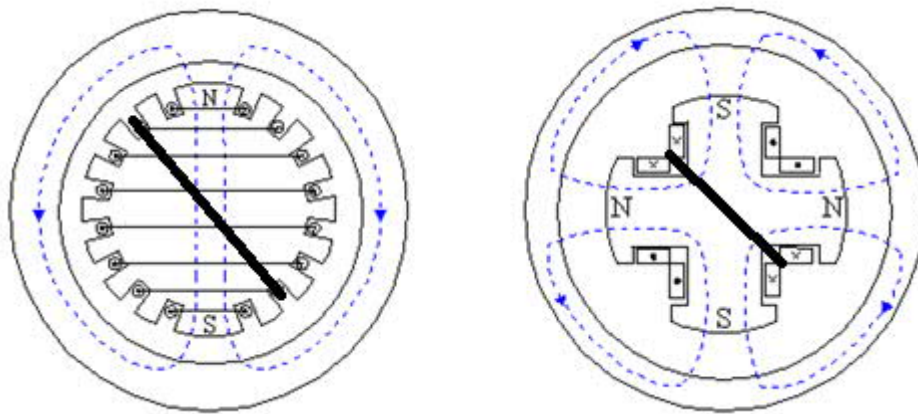


Kuva 1. Staattorin kolmivaihevirran synnyttämä pyörivä magneettikenttä [32]

Roottorin pyörimisen käynnistykseen tulee kiinnittää huomiota aloitusnopeuteen. Jos staattorin pyörivän magneettikentän nopeus on liian suuri, roottori ei pysty lukittumaan siihen. Tämä johtuu siitä, että staattorin pyörivän magneettikentän napa alkaa vetää roottorin vastakkaista napaa puoleensa yhden puolijakson ajan. Staattorin napa kuitenkin muuttuu puolijakson jälkeen toiseksi navaksi, jolloin se työntää roottorin magneettikenttää pois päin itsestään. Tällöin lukittumista ei ehdi tapahtumaan, ja roottori vain huojuu paikallaan eikä siten ala pyöriä. Tämä ilmiö johtuu roottorin inertiaasta. Lukittuminen saadaan kestopagneettimoottoreissa aikaan pienentämällä staattorin magneettikentän pyörimisnopeutta eli pienentämällä syöttötaajuutta tarpeeksi. [32]

Toinen tapa saavuttaa lukittuminen, on käyttää vaimennuskäämejä, jotka vastaavat induktio-moottorin häkkikäämitystä. Niiden avulla luodaan käynnistysmomentti roottorille staattorivirran indusoituessa roottorin vaimennuskäämeihin. Kun tahtinopeus on saavutettu ja magneettikentät pyörivät samalla nopeudella, vaimennuskäämeihin ei enää indusoidu sähkömotorista voimaa. Vaimennuskäämien toinen hyvä puoli on, että ne vaimentavat värähtelyä kuormituksen äkillisessä muutoksessa, jolloin tahtinopeus säilytetään paremmin. [32]

Kestomagneetit voidaan asettaa joko roottorin pinnalle (engl. SPM – surface permanent magnet synchronous motor) tai upottaa sen sisään (engl. IPM – interior permanent magnet synchronous motor). Pinnalle asennettuina ilma-aukon halkaisija on suuri ja reluktanssit ovat yhtä suuret d- ja q-akseleille (engl. direct ja quadrant), joten induktanssit L_d ja L_q ovat yhtä suuria. Tällöin moottori ei tuota ollenkaan momenttia reluktanssin vuoksi. Moottorin momentti tuotetaan pelkästään ilma-aukon käämivuohon ja staattorivirtaan perustuen. Kestomagneettien ollessa roottorin sisällä on reluktanssi paljon suurempi d-akselilla, joten L_d on pienempi kuin L_q . Momenttia tuotetaan tällöin myös reluktanssin avulla. Reluktanssi tarkoittaa magneettista vastusta. Reluktanssi on pienempi roottorin metalliosissa kuin ilma-aukossa, joten käämivuot pyrkivät asettumaan roottoria pitkin. Tämä tuottaa roottoria pyörittävää voimaa. Kuvan 2 vasemmalla puoliskolla on esitettyä 2-napainen pintamagnetoitu roottori ja oikealla puoliskolla 4-napainen upotettu magneetointi. Kuva 2 havainnollistaa myös ilma-aukon suuruutta mustalla viivalla pintamagnetoitussa roottorissa verrattuna upotettuihin magneetteihin. [14]



Kuva 2. a) Pintamagnetoitu roottori b) upotetun magneetoinnin roottori [32]

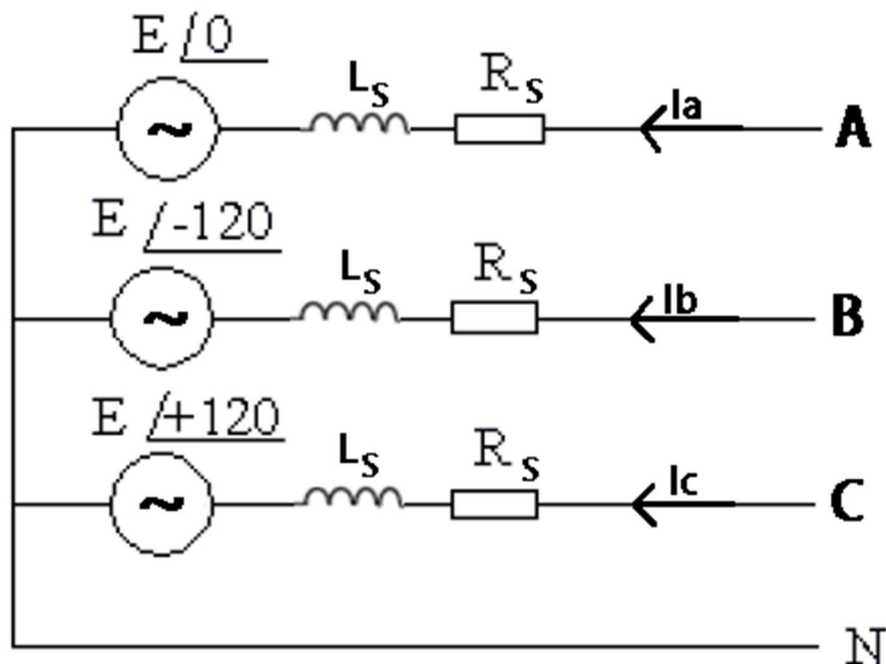
2.3 Mallinnus

PMSM:n mallinnus on hankalaa, koska moottoria kuvaavat differentiaaliyhtälöt ovat aikariippuvaisia eli riippuvat roottorin kulmasta. Tästä seuraa tarve kompleksiselle mallinnukselle, koska induktanssit, käämivuot, indusoidut jännitteet ja virrat muuttuvat jatkuvasti. Mallinnus aikariippuvaisilla muuttujilla on laskentatehoa vaativaa, koska kaikki muuttujat muuttuvat jokaisella aika-askeleella. Siksi tarvitaan muunnos yksinkertaisempaan koordinaatistoon, jossa aikariippuvuus poistetaan. Tähän tulevat avuksi Parkin ja Clarken muunnokset. Muunnoksien jälkeen voidaan yksinkertaistaa moottorin mallinnusta, kun muuttujat ovat vakioita vakaassa tilassa. PMSM:n mallinnuksessa käytettävät jännitteet, virrat, vääntömomentti ja pyörimisnopeus voidaan täten laskea kevyempiä yhtälöitä käyttäen.

Staattorin koordinaatistoissa jännitteet, virrat, induktanssit ja vuon tiheydet muuttuvat jatkuvasti sinimuotoisesti jopa vakaassa tilassa. Roottorin koordinaatistossa induktanssit pysyvät lähes vakioina. Käämivuot, jännitteet ja virrat ovat vakaassa tilassa vakioita, mutta muuttuvat nopeuden ja kuormituksen muuttuessa. Mallinnusta koskien käsitellään ensin mallinnus staattorin koordinaatistossa, jonka jälkeen käsitellään muunnoskaavat staattorin ja roottorin koordinaatistojen välillä. Lopuksi esitetään lopullinen mallinnus roottorin koordinaatistossa.

2.3.1 Mallinnus staattorin koordinaatistossa

Staattorin koordinaatistossa moottoria kuvataan vaihemuuttujilla, jotka perustuvat kuvaan 3. Siinä ovat kolmivaihevirran WYE-käämitykset a, b ja c, niiden resistanssit sekä kestopagneettien kentän indusoima jännite kuhunkin käämiin. WYE-käämityksessä jokaisella vaiheella on oma syöttönsä, ja vaiheiden toiset päät ovat yhdistettynä yhteiseen maahan.



Kuva 3. Staattorin sähköinen sijaiskytkentä

Kuvasta voidaan johtaa seuraavat jänniteyhtälöt Faradayn lakiin perustuen. Lain mukaan virtasilmukkaan indusoituu jännite, kun silmukan läpi menevä magneettivuo muuttuu. Käämeissä on myös resistanssia, joka vastustaa magneettivuon muutosta. Staattorin vaihejännitteet V_a , V_b ja V_c ovat seuraavat: [31]

$$\begin{bmatrix} V_a \\ V_b \\ V_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_s & 0 & 0 \\ 0 & R_s & 0 \\ 0 & 0 & R_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_a \\ I_b \\ I_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{d\psi_a}{dt} \\ \frac{d\psi_b}{dt} \\ \frac{d\psi_c}{dt} \end{bmatrix} \quad (1)$$

jossa I_a, I_b, I_c ovat vaihevirrat [A], R_s on vaiheresistanssi ja vaiheiden käämivuot ψ_a, ψ_b ja ψ_c [Wb] saadaan seuraavasti [31]:

$$\begin{bmatrix} \psi_a \\ \psi_b \\ \psi_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_{aa} & L_{ab} & L_{ac} \\ L_{ba} & L_{bb} & L_{bc} \\ L_{ca} & L_{cb} & L_{cc} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_a \\ I_b \\ I_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \psi_{am} \\ \psi_{bm} \\ \psi_{cm} \end{bmatrix} \quad (2)$$

jossa vaiheinduktanssit ja vaiheiden väliset induktanssit $L_{aa}, L_{ab}, L_{ac}, \dots, L_{cc}$ [H] ovat roottorin sähköisen kulman θ_s funktioita ja muuttuvat sinimuotoisesti. Vaiheisiin indusoituneet kestopagneettien aiheuttamat käämivuot ψ_{am}, ψ_{bm} , ja ψ_{cm} [Wb] ovat seuraavat [31]:

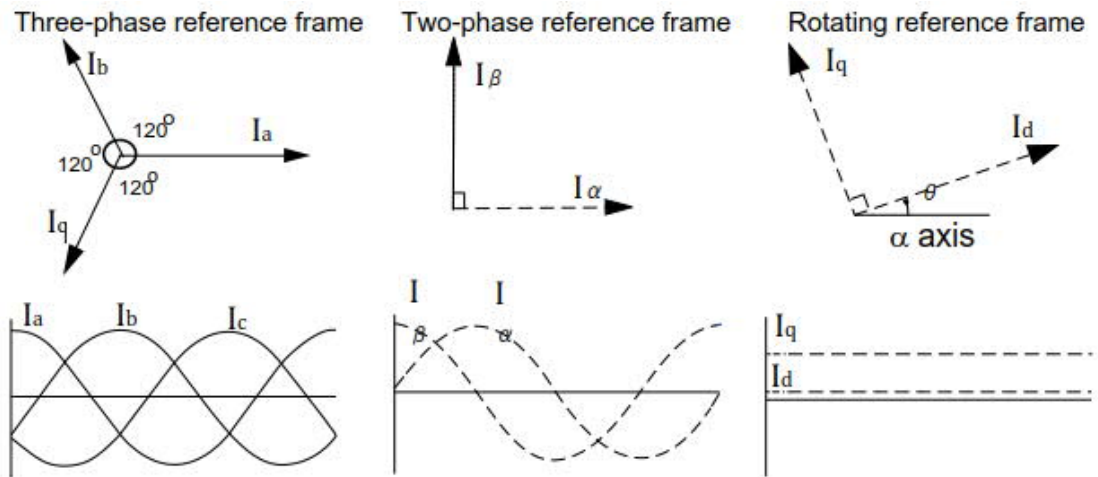
$$\begin{bmatrix} \psi_{am} \\ \psi_{bm} \\ \psi_{cm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \psi_{pm} \cos \theta_s \\ \psi_{pm} \cos(\theta_s - \frac{2}{3}\pi) \\ \psi_{pm} \cos(\theta_s + \frac{2}{3}\pi) \end{bmatrix} \quad (3)$$

jossa ψ_{pm} on kestopagneettien käämivuo [Wb] ja θ_s on roottorin sähköinen kulma [rad].

Ylläolevat yhtälöt ovat aikariippuvaisia ja muuttuvat siten roottorin kulman mukaan. Tämän vuoksi tarvitaan muunnos yksinkertaisempaan roottorin koordinaatistoon, jossa aikariippuvaisuus poistetaan. Tähän tulevat avuksi Parkin ja Clarken muunnokset, joita käsitellään seuraavassa luvussa lisää.

2.3.2 Parkin ja Clarken muunnokset

Staattorin vaihesuureet muuttuvat jatkuvasti ajan suhteen, mutta roottorin koordinaatistossa ne pysyvät vakioina kulman suhteen vakaassa tilassa. Muunnoksessa käytetään Clarken ja Parkin muunnoksia. Clarken muunnoksella muutetaan staattorin koordinaatiston kolmivaihesuureet staattorin ortogonaalisiksi kaksivaihesuureiksi. Parkin muunnoksella muutetaan staattorin kaksivaihesuureet roottorin koordinaatistoon kaksivaihesuureiksi. [10] Kuvassa 4 näkyy havainnollistus eri koordinaatistoista.



Kuva 4. Moottorin eri koordinaatistot a) staattorin kolmivaihe b) staattorin kaksivaihe c) roottorin kaksivaihe [11]

Staattorin kolmivaihesuureiden koordinaatistossa staattori on jaettu kolmeen kiinteään akseliin 120° vaihe-erolla. Niissä kuvautuu staattorille syötetyn kolmivaihevirran amplitudi ja taajuus. Staattorin kaksivaihesuureiden koordinaatistossa on kaksi kiinteää akselia 90° vaihe-erolla. A-akseli on saman suuntainen kuin α -akseli. Koordinaatistot ovat samalla tasolla ja niiden välillä pystyy liikkumaan Clarken muunnoksien avulla. Clarken muunnos muuttaa kolmivaihesuureet kaksivaiheiseen ortogonaaliseen koordinaatistoon. [11]

$$\begin{bmatrix} X_\alpha \\ X_\beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{2}{3} & -\frac{1}{3} & -\frac{1}{3} \\ 0 & \frac{1}{\sqrt{3}} & -\frac{1}{\sqrt{3}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_a \\ X_b \\ X_c \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$X_a + X_b + X_c = 0 \quad (5)$$

Käänteinen Clarken muunnos muuttaa kaksivaiheisen ortogonaalisen koordinaatiston suureet kolmivaihesuureiksi [11].

$$\begin{bmatrix} X_a \\ X_b \\ X_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{1}{2} & \frac{\sqrt{3}}{2} \\ -\frac{1}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_\alpha \\ X_\beta \end{bmatrix} \quad (6)$$

joissa X_α ja X_β ovat suureita ortogonaalisessa koordinaatistossa. X_a , X_b ja X_c ovat kolmivaihesuureita.

Kuvan 4 roottorin kaksivaihekoordinaatiston akselit d ja q vastaavat samoja suureita kuin staattorin kaksivaihekoordinaatiston α ja β , mutta akselit ovat siirtyneet kulman θ verran. Kulma θ kuvaa α - ja d-akselien välistä kulmaa, joka muuttuu jatkuvasti roottorin pyö-

riessä. D-akseli esittää staattorin magneettikentän komponenttia, joka on samassa vaiheessa roottorin magneettikentän kanssa. Q-akseli esittää staattorin magneettikentän komponenttia, jolla on 90° vaihe-ero roottorin magneettikenttään. Parkin muunnos muuttaa kaksivaiheisen ortogonaalisen koordinaatiston α - ja β -suuntaiset komponentit roottorin pyörivään koordinaatistoon. Tämä tapahtuu yksinkertaisesti pyörittämällä α - ja β -suureita roottorin kulman θ verran. [11]

$$\begin{bmatrix} X_d \\ X_q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & \sin(\bar{A}) \\ -\sin(\bar{A}) & \cos(\theta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_\alpha \\ X_\beta \end{bmatrix} \quad (7)$$

Käänteinen Parkin muunnos muuttaa suureet roottorin dq-koordinaatistosta staattorin ortogonaaliseen koordinaatistoon [11].

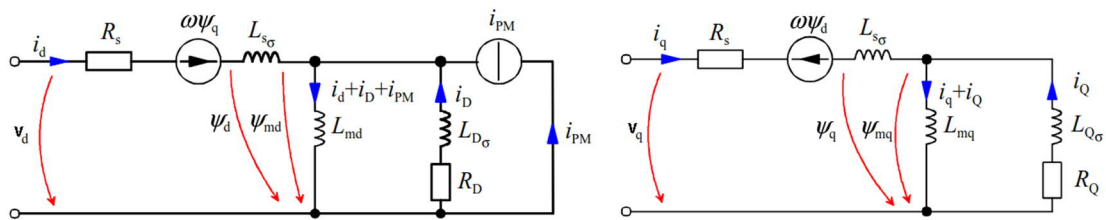
$$\begin{bmatrix} X_\alpha \\ X_\beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & -\sin(\bar{A}) \\ \sin(\bar{A}) & \cos(\theta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_d \\ X_q \end{bmatrix} \quad (8)$$

joissa X_d ja X_q ovat suureet roottorin pyörivässä dq-koordinaatistossa, X_α ja X_β ovat suureet ortogonaalisessa staattorin koordinaatistossa sekä θ on α - ja d-akselien välinen kulma [rad].

Muunnoskaavoja käyttäessä simuloinneissa tulee huomioida roottorin dq-koordinaatiston alkuasento verrattuna staattorin A-akseliin. Yllä olevat kaavat olettavat, että alkutilanteessa d-akseli on saman suuntainen A-akselin kanssa. Toinen tapa on asettaa q-akseli A-akselille, jolloin kaavoissa käytetystä kulmasta tulee vähentää 90° .

2.3.3 Mallinnus roottorin koordinaatistossa

Seuraavaksi mallinnetaan PMSM:n yhtälöt roottorin dq-koordinaatistossa, jossa vakaassa tilassa kulman mukaan muuttuvat staattorin komponentit on poistettu. Myöskin kaavan 2 aikariippuvainen induktanssimatriisi katoaa muunnoksen myötä. Kuvassa 5 näkyvät PMSM:n sijaiskytkennät, joista moottorin mallin yhtälöt johdetaan. Sijaiskytkennät on johdettu staattorin yhtälöistä ja käyttämällä Parkin ja Clarken muunnoksia. Johtamiseen ei syvennytä tarkemmin. Kuvassa on mukana myös vaimennuskäämit, joita kuvaavat vuotoinduktanssit ja akselin suuntaiset resistanssit: d-akselilla $L_{D\sigma}$ ja R_D sekä q-akselilla $L_{Q\sigma}$ ja R_Q [17].



Kuva 5. PMSM:n d- ja q-akselien sijaiskytkennät [17]

PMSM:n mallin yhtälöt on johdettu ilman vaimennuskäämejä, joten piiri redusoituu hieman. Yhtälöt on tehty olettamuksella, että sähkömagneettiset jännitteet ovat sinimuotoisia. Tämän lisäksi seuraavat asiat on jätetty huomioimatta: pyörrevirtaukset, hystereesi, arvojen saturaatio ja magneettikentissä kulkevien virtojen dynamiikka. Oletuksena on myös, että d- ja q-akselien induktanssit ovat vakiot, vaikka todellisuudessa ne vaihtelevat hieman akselien virtojen suuruuden mukaan. [10]

PMSM:t ovat yleensä moninapaisia. Moottorin mallinnus, ohjaus ja ominaisuuksien tarkastelu tapahtuvat kuitenkin kaksinapaisista roottoria hyödyntäen. Tämä johtuu siitä, että roottorin mekaaninen pyörimisnopeus on kääntäen verrannollinen ja momentin tuotto on suoraan verrannollinen napaparien lukumäärään. Ajatuksena on, että moottori käyttäytyy identtisesti kutakin napaparia kohden. Täten voidaan vain kertoa napaparien lukumäärällä arvot, joihin se vaikuttaa.

Sijaiskytkennöistä voidaan johtaa PMSM:n jänniteyhtälöt.

$$V_d = R_s I_d + \frac{d\psi_d}{dt} - \omega_s \psi_q \quad (9)$$

$$V_q = R_s I_q + \frac{d\psi_q}{dt} + \omega_s \psi_d = R_s I_q + \frac{d\psi_q}{dt} + V_{bemf} \quad (10)$$

ja käämivoiden yhtälöt:

$$\psi_d = \psi_{pm} + L_d I_d \quad (11)$$

$$\psi_q = L_q I_q \quad (12)$$

jotka yhdistämällä saadaan johdettua simulointimallissa käytetyt virtojen yhtälöt.

$$I_d = \frac{1}{L_d} (-\psi_{pm} + \int V_d - R_s I_d + \omega_s \psi_q dt) \quad (13)$$

$$I_q = \frac{1}{L_q} \int V_q - R_s I_q - \omega_s \psi_d \bar{A} \bar{A} \quad (14)$$

joissa V_d ja V_q ovat jännitteen dq-komponentit [V], I_d ja I_q ovat virran dq-komponentit, L_d ja L_q ovat induktanssin dq-komponentit [H], ψ_d ja ψ_q ovat käämivoiden dq-komponentit [Wb], R_s on staattorin vaiheresistanssi [Ω], ω_s on sähköinen nopeus eli staattorin virtojen taajuus [rad/s] ja ψ_{pm} on kestopagneettien aiheuttama käämivuo [Wb]. Kaavassa V_q näkyy myös vastasähkömotorinen termi V_{bemf} , jota ei kuitenkaan käytetä mallintamisessa.

PMSM:n tuottaman sähkömagneettisen momentin yhtälö. [30]

$$T_e = \frac{3}{2} P [\psi_{pm} I_q + (L_d - L_q) I_q I_d] = \frac{3}{2} P \frac{\psi_s \psi_{pm}}{L_s} \sin \beta = \frac{3}{2} P \psi_{pm} I_s \sin \beta \quad (15)$$

jossa P on napaparien lukumäärä [-], ψ_{pm} on kestopagneettien aiheuttama käämivuo [Wb], I_q ja I_d ovat virran dq-komponentit [A], L_d ja L_q ovat induktanssin dq-komponentit [H], β on virtakulma (engl. current angle) [rad] ja I_s on staattorivirta [A]. β on vektorin I_s ja kestopagneetin käämivuon vektorin välinen kulma. Virtakulmasta kerrotaan enemmän luvussa 2.4.1. Ensimmäisen kaavan sulkeiden ensimmäinen termi tuottaa magneettisen momentin ja toinen termi tuottaa momentin reluktanssiin perustuen [30].

Roottorin pyörimisnopeuden laskeminen perustuu pyörivän kappaleen liikeyhtälölle [31]:

$$J\alpha + B\omega_m = T_e - T_L \quad (16)$$

josta voidaan johtaa pyörimisnopeus:

$$\omega_m = \int \frac{T_e - T_L - B\omega_m}{J} dt \quad (17)$$

jossa T_e on moottorin tuottama sähkömagneettinen momentti [Nm], T_L on kuormamomentti [Nm], B on pyörimiskitka [kgm^2/s], ω_m on roottorin pyörimisnopeus [rad/s] ja J on inertiaalimomentin summa [kgm^2].

Staattoreille syötetyn sähköisen nopeuden ja roottorin pyörimisnopeuden suhde sekä niiden kulmien suhde. [10]

$$\omega_s = P\omega_m \quad (18)$$

$$\theta_s = P\theta_m \quad (19)$$

jossa P on napaparien lukumäärä [-], ω_m on roottorin pyörimisnopeus [rad/s], θ_s on sähköinen kulma [rad] ja θ_m on roottorin kulma [rad]. Yksi roottorin kierros vastaa mekaanisesti 360° kulman muutosta. Sähköinen kulma tarkoittaa kuitenkin yhtä N- ja S-napojen välistä kulmaa, joten yksi mekaaninen kierros vastaa $P \cdot 360^\circ$ sähköistä kulmaa.

2.4 Moottorin toiminta

PMSM:n toimintaa voidaan parhaiten havainnollistaa osoitindiagrammilla ja siihen liittyvillä muuttujilla. Osoitindiagrammin avulla pystytään tarkastelemaan selkeämmin moottorin toimintaa, josta voidaan johtaa erilaiset moottorinohjaustavat.

2.4.1 Osoitindiagrammi

Moottorin toimintaa voidaan havainnollistaa osoitindiagrammilla, joka näkyy kuvassa 6. Siitä nähdään miten jännitteiden, virtojen ja käämivoiden roottorin dq-arvot vaikuttavat moottorin toimintaan ja miten ne liittyvät staattorin vastaaviin arvoihin. Seuraavat kaavat kuvaavat koordinaatistojen yhtäläisyyksiä sekä kestopagneettien ja staattorin indusoimia E_{pm} ja E_s . [31]

$$X_s^2 = X_d^2 + X_q^2 \quad (20)$$

jossa X_s , X_d ja X_q voivat tarkoittaa reaktanssia [Ω], induktanssia [H], virtaa [A] tai jännitettä [V]. Staattorin jännitteen tulee olla taajuusmuuttajan DC-linjan jännitettä pienempi eli $\frac{V_s}{\sqrt{3}} \leq V_{dc}$. [31]

$$\psi_s^2 = ((R_s + jX_s)I_s + \psi_{pm})^2 = \psi_d^2 + \psi_q^2 = (L_d I_d + \psi_{pm})^2 + (L_q I_q)^2 \quad (21)$$

$$E_{pm} = \omega_s \psi_{pm} \quad (22)$$

$$E_s = \omega_s \psi_s = \omega_s L_s I_s = X_s I_s \quad (23)$$

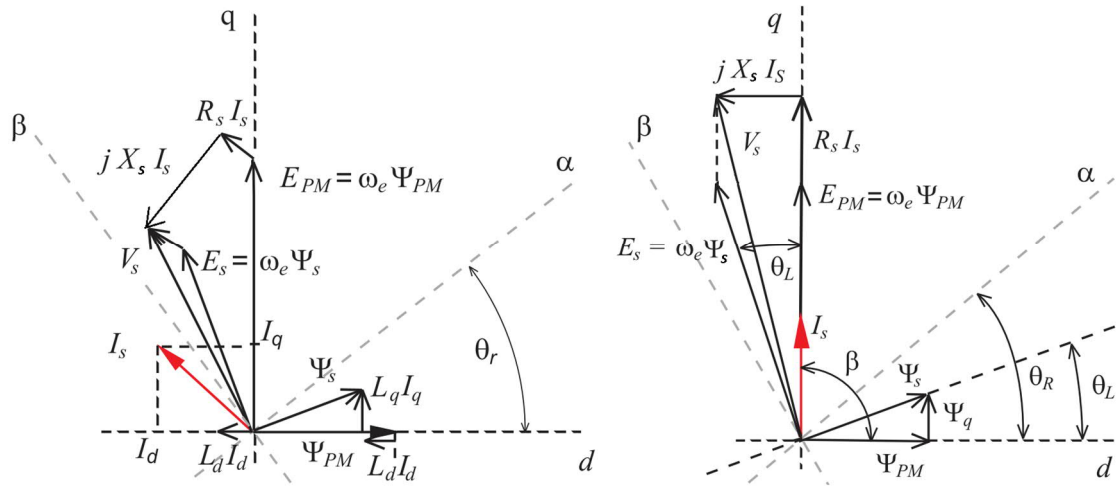
Staattorin jännite V_s koostuu magneettikenttien indusoimista jännitteistä E_f ja jännitehäviöstä resistanssin vuoksi E_r . E_f muodostuu kestopagneettien indusoimasta jännitteestä E_{pm} sekä staattorikäämivuon indusoimasta jännitteestä E_s . [31]

$$\vec{V}_s = \vec{E}_f + \vec{E}_r = \vec{E}_{pm} + \vec{E}_s + \vec{E}_r = \overline{\omega_s \psi_{pm}} + \overline{j\omega_s L_d I_d} + \overline{j\omega_s L_q I_q} + \overline{R_s I_s} \quad (24)$$

Tästä saadaan johdettua roottorin mekaaniselle pyörimisnopeudelle yhtälö:

$$\omega_m = \frac{1}{P} \frac{\sqrt{V_s^2 - (R_s I_s)^2}}{\sqrt{(L_d I_d + \psi_{pm})^2 + (L_q I_q)^2}} = \frac{1}{P} \frac{\sqrt{V_s^2 - (R_s I_s)^2}}{\psi_s} \quad (25)$$

joissa X on reaktanssi [Ω], I on virta [A], ψ on käämivuo [Wb], L on induktanssi [H], β on virtakulma [rad], V on jännite [V], E_{pm} on kestopagneettien indusoima jännite [V], E_s on staattorikäämivuon indusoima jännite [V], ω_s on roottorin sähköinen nopeus [rad] ja R_s on staattorin vaiheresistanssi [Ω]. Kestomagneetin käämivuon vektori on saman suuntainen d-akselin kanssa. Osoitindigrammissa jännitteiden, virtojen ja käämivoiden arvot ovat RMS-arvoja. [31]



Kuva 6. PMSM:n osoitindiagrammi a) Kentänheikennys b) MTPA [30]

Koska kaavan 15 mukaan I_d -virta ei vaikuta SPM:ssa momentin tuottoon, se kannattaa minimoida. Tämän vuoksi I_d -virran ollessa nolla, saadaan tuotettua suurin momentti kulutettua virtaa kohden. Tässä tilanteessa I_s on kokonaan q -akselilla. Silloin virtakulma β on 90° . Virtakulmalla tarkoitetaan d -akselin ja staattorin virtavektorin välistä kulmaa. Tämän periaatteen nimi on MTPA (engl. maximum torque per ampere) eli maksimimomentin tuotto kulutettua virtaa kohden [30]. Osoitindiagrammi MTPA:sta näkyy phasori b:ssä. IPM-moottorilla suurin momentin tuotto tapahtuu β -kulman ollessa suurempi tai pienempi kuin 90° , koska silloin reluktanssiin perustuva momentti on suurimmillaan. Tarkka kulma riippuu roottorin rakenteesta. [31]

Kentänheikennyksen (engl. field weakening) tilanne näkyy SPM:lle kuvassa 6 a:ssa. Kentän heikennyksellä tarkoitetaan nopeuden kasvattamista nominaalinopeuden yläpuolelle, kun jännite on saturautunut maksimiinsa. Roottorin magnetointi on kääntäen verrannollinen nopeuteen kaavan ES mukaan. Kun I_d -virta on negatiivinen, roottorin magnetointi pienenee ja β -kulma kasvaa yli 90° , jolloin staattorin käämivuo Ψ_s pienenee ja saadaan aikaan suurempi nopeus maksimijännitteellä. Maksimimomentti on pienempi, koska momenttia kohden käytetään enemmän virtaa. Kentänheikennyksen käyttö vaatii enemmän virtaa, jos sitä käytetään alle nominaalinopeuden. Tämä johtuu siitä, ettei virta I_d ole nolla. Toisaalta saman nopeuden saavuttamiseen kentänheikennyksellä käytetään vähemmän jännitettä kuin MTPA-tavassa, kun ollaan nominaalinopeuden alapuolella. [31]

Tahtikulma (engl. load angle) on roottorin magneettikentän luoman jännitevektorin E_{PM} ja staattorin magneettikentän luoman jännitevektorin E_s välinen kulma. E_{PM} on aina q -akselilla. Staattorin magneettikenttä on aina hieman edellä roottorin magneettikenttää reaktanssin ja resistanssin vuoksi. Kulma kasvaa suuremmaksi kuormituksen kasvaessa. Teoreettinen maksimi mekaaniselle kuormakulmalle on $\pm 90^\circ$, jonka yli mentäessä moottori putoaa pois tahtinopeudestaan, koska napojen välinen lukittuminen katkeaa. Todellisuudessa kulma pidetään selvästi pienempänä stabiiliuden säilyttämiseksi. [32]

Tehokulma (engl. power angle) on staattorijännitevektorin V_s ja staattorivirtavektorin I_s välinen kulma. Se kertoo pätö- ja loistehojen suhteen. Tehokulmasta voidaan laskea tehokerroin (engl. power factor) ottamalla siitä kulman kosini. Resistiivisen kuorman tehokerroin on yksi. Jos mukana on induktiivinen kuorma, tehokerroin laskee. Alle yhden tehokerroin pienentää tehoa, jonka kuorma voi hyödyntää työksi syöttöyksiköltä. PMSM:n magnetointi ei vaadi virtaa I_d , joten tehokerroin on suuri, koska sen induktiivisuus riippuu pelkästään moottorin sisäisistä resistansseista ja induktansseista. [1]

2.4.2 Parametrien vaikutus toimintaan

Kaavoilla 15 ja 25 voidaan analysoida moottorin toimintaa moottorin parametrien muuttuessa. Kaavoista huomataan, että parametrit vaikuttavat useampaan asiaan samanaikaisesti. Kaavasta ES huomataan, että roottorin maksiminopeuteen ω_e vaikuttaa kasvattavasti staattorijännitteen suuruus. Maksiminopeutta taas pienentää staattoriresistanssi R_s , induktanssit L , napaparien lukumäärä P ja kestomagneettien käämivuon ψ_{pm} suuruus.

Kaavasta 15 huomataan, että maksimimomentin suuruuteen vaikuttaa napaparien lukumäärä P , kestomagneettien käämivuo ψ_s ja virran I_q suuruus. Kestomagneettien käämivuon ψ_s suuruus on siis suoraan verrannollinen momenttiin, mutta kääntäen verrannollinen nopeuteen. Napaparien lukumäärä P kasvattaa momentin tuottoa, mutta pienentää sähkömoottorin mekaanista pyörimisnopeutta.

Virran I_q suuruus kasvattaa maksimimomentin suuruutta, mutta kaavan 25 mukaan, pienentää maksiminopeutta. Tästä voidaan päätellä, että sähkömoottorin momentin tuotto pienenee pyörimisnopeuden kasvaessa, kun virta ja jännite ovat rajoitettuja. Moottori tuottaa siis suurimman momenttinsa nollanopeudella (engl. stall torque). Pyörimiskitkan B suuruus vaikuttaa momentin tuottoon pienentämällä sitä, koska vastustava kitkavoima vaatii momenttia. Myös maksimikiihtyvyys pienenee, koska kiihdytykseen on käytettävissä vähemmän momenttia.

2.5 Moottorin ohjaus

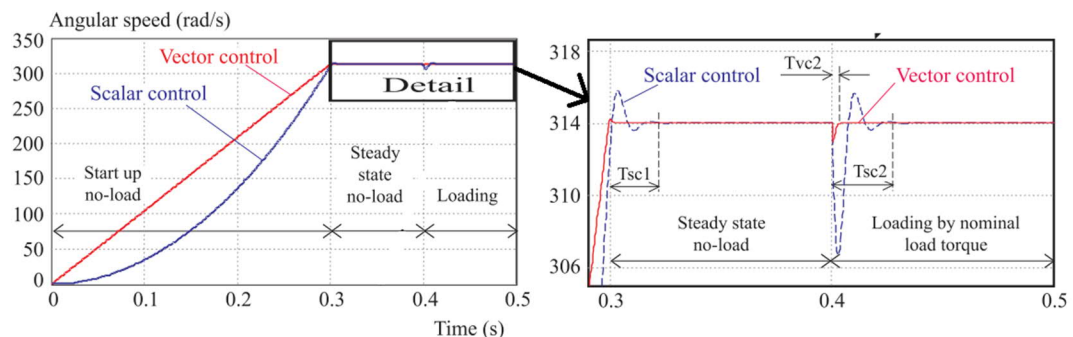
Yleisimpiä ohjaustapoja ovat skalaariohjaus V/f ja vektorisäätöön perustuvat FOC (engl. Field-Oriented Control) sekä DTC (engl. Direct Torque Control). Skalaariohjaus perustuu vakaan tilan arvoille. Vektorisäätö perustuu jatkuvasti uudestaan laskettaville staattorin käämivuolle ja momentin tuotolle. Skalaariohjaus on helppo toteuttaa, mutta sillä on heikot dynaamiset ominaisuudet. Vektorisäädöllä taas on hyvät dynaamiset ominaisuudet, mutta se on selvästi hankalampi toteuttaa ja se vaatii enemmän laskentatehoa. [31] Valitussa taajuusmuuttajassa on valmiina FOC, joten siihen keskitytään enemmän.

2.5.1 Skalaariohjaus

Perusidea skalaariohjauksessa on, että säädetään samanaikaisesti kahta muuttujaa: jännitettä ja syöttötaajuutta. Näiden suhde pyritään pitämään vakiona, josta nimi V/f-ohjaus tulee. Moottorin nopeutta säädetään muuttamalla syöttötaajuutta, joka on suoraan verrannollinen moottorin nopeuteen kaavan 19 mukaan. Jännitettä säädetään siten, että V/f – suhde pysyy vakiona. Suhteen suuruus riippuu moottorin rakenteesta ja suhde lasketaan kullekin moottorimallille erikseen. [30]

Skalaariohjauksessa ongelmana suuremmilla nopeuksilla on epästabiilius. Skalaariohjauksen heikot dynaamiset ominaisuudet johtuvat suurimmaksi osaksi open loop -ohjauksesta, jossa ei ole takaisinkytkentää. Jos ohjauksessa on mukana nopeuden takaisinkytkentä, sitä kutsutaan skalaarisäädöksi, jolla on hieman paremmat dynaamiset ominaisuudet. [29] Jos V/f – suhdetta ei saada pidettyä vakiona, käytetään ylimääräistä virtaa I_d [30].

Kuvassa 7 näkyy vertailua skalaariohjauksen ja vektorisäädön nopeusvasteista. Kuvasta 7 huomataan, että skalaariohjaus on selvästi heikompi verrattuna vektorisäätöön dynaamisissa tilanteissa. Ainoastaan vakaassa tilassa ne ovat yhtä hyviä. Skalaariohjauksessa ei pystytä säätämään magnetointivirtaa erikseen nolaksi, joten skalaariohjauksella hyötysuhde on huonompi, koska tarvitaan suurempi virta. Ainoastaan kuormittamattomassa tilassa skalaariohjauksen magnetointivirta on nolla. Tämän vuoksi skalaariohjauksella ei pystytä myöskään tekemään momenttisäätöä. [30]



Kuva 7. Skalaariohjauksen vertailu vektorisäätöön [30]

2.5.2 Vektorisäätö

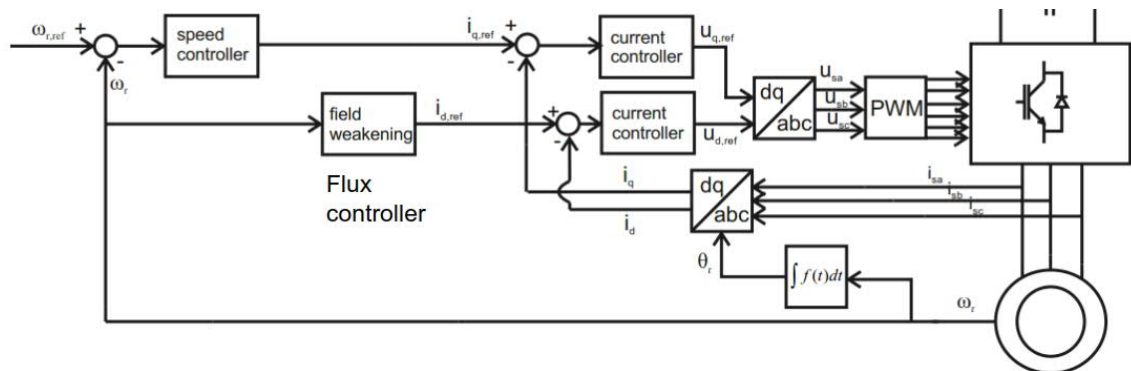
FOC:ssa säädetään erikseen momentin ja staattorin käämivuon suuruutta roottorin dq-koordinaatistossa. Kuvassa 8 näkyy FOC:in lohkokaavio, jossa on mukana kolme säädintä. D-komponentti säätää käämivuon suuruutta. Siinä I_d -virran suuruutta yritetään pitää nollassa, koska kestopagneettimoottori ei tarvitse erillistä magnetointivirtaa. I_d -virran referenssi pidetään siis nollassa, jolloin staattorivirran suuruus pienenee, mikä johtaa parempaan hyötysuhteeseen. Kentänheikennyksen alueella I_d -virran suuruudella säädetään

magneettikenttää pienemmäksi. Tämä tapahtuu pienentämällä I_d -virtaa negatiiviseksi, jolloin saavutetaan suurempi nopeus, mutta pienempi momentti. [31]

Q-komponentilla säädetään momenttia. Ulompi eli hitaampi säädin tuottaa referenssinopeudesta ja mitatusta moottorin nopeudesta referenssimomentin, joka muutetaan kaavan 15 avulla referenssivirraksi I_q^* . Sitä verrataan todelliseen virtaan I_q toisessa säätimessä eli virtasäätimessä. I_q^* -virta kasvaa, kun nopeuden referenssi tai moottorin kuormitus kasvaa, jolloin todellinen nopeus putoaa. Tämän seurauksena tarvitaan lisää virtaa kompensoimaan referenssinopeuden virhe. Virtasäätimet voivat perustua joko hystereesiin tai PWM:in (engl. Pulse Width Modulation). Nopeussäätimenä toimii yleensä PI-säädin. [31]

Tämä tapa toimii vain SPM:lle, eli kun L_d ja L_q ovat yhtä suuret. IPM:n FOC:ssa tulee ottaa huomioon myös reluktanssin tuottama momentti. Tästä seuraa, että MTPA:n virta-ikäyrä ei ole pelkästään q-akselilla kuten SPM:lla, joten virran I_d -referenssiäkin tulee säätää. [31].

Virtasäätimien ulostuloina ovat referenssijännitteet V_d ja V_q , jotka muutetaan staattorijännitteiksi. Niiden perusteella voidaan toteuttaa PWM-modulointi, jolla ohjataan moottoria ajavan taajuusmuuttajan toimintaa.



Kuva 8. FOC lohkokkaavio [14]

Toinen tapa vektorisäädölle on DTC. Taulukossa 2 nähdään vertailua FOC:n ja DTC:n välillä. DTC ei käytä apunaan dq-koordinaatistoa, joten se ei välttämättä tarvitse roottorin kulman mittausta. DTC:ssa lasketaan käämivuon ja momentin arvot mitattuihin virtoihin ja jännitteisiin perustuen. Nopeussäätö DTC:ssa toimii samaan tapaan kuin FOC:ssa.

Taulukko 2 DTC ja FOC vertailua [23]

	DTC	FOC
Dynamic response for torque	Quicker	Slower
Steady-state behaviour for torque, stator flux and currents	High ripple and distortion	Low ripple and distortion
Parameter sensitivity	<ul style="list-style-type: none"> • For a sensorless estimator: R_s • For a non-sensorless estimator: L_{sd}, L_{sq} and Ψ 	Decoupling depends on L_{sd} , L_{sq} and Ψ
Requirement of rotor position	No	Yes
Current control	No	Yes
PWM modulator	No	Yes
Coordinate transformation	No	Yes
Switching frequency	Variable, depending on the operating point and during transients	Constant
Audible noise	Spread spectrum, high noise especially at low speed	Low noise at a fixed frequency
Control tuning	Hysteresis bands	PI gains
Complexity and processing requirements	Lower	Higher

Taulukosta 2 nähdään merkittävimmät erot DTC:n ja FOC:n väliltä. DTC on nopeampi kuin FOC, mutta sillä on enemmän värähtelyä ja kohinaa. FOC on siis parempi vakaassa tilassa, kun DTC on parempi paljon vaihtuvissa tilanteissa. FOC vaatii enkooderin paikan tai nopeuden mittaamisen. FOC voidaan myös toteuttaa anturittomana, jolloin paikka arvioidaan virtoihin ja jännitteisiin perustuen. DTC ei välttämättä vaadi enkooderia, mutta se tarvitaan, jos moottoria halutaan käyttää tehokkaasti pienilläkin nopeuksilla. Tämä johtuu siitä, että värähtely kasvaa merkittävästi pienillä nopeuksilla. DTC vaatii laadukkaat virtamittarit, jos halutaan minimoida värähtely ja kytkinhäviöt. DTC vaatii vähemmän laskennallista tehoa, koska se ei vaadi virtaohjausta, PWM-modulointia eikä koordinaattimuutoksia kuten FOC. DTC:ssä ohjaustarkkuus riippuu paljon hystereesiohjaimien kaistanleveydestä, kun FOC:lla ohjaus riippuu PI-ohjaimien vahvistuksista.

2.6 PMSM dynaamiset ominaisuudet

PMSM-valmistajien datalehdillä annetaan yleensä erilaisia aikavakioita ja muita moottorin dynamiikkaa kuvaavia parametreja. Niiden avulla voidaan vertailla moottoreita keskenään. Aikavakiolla tarkoitetaan ajanhetkeä, jolloin haluttu signaali saavuttaa $1-e^{-1} \approx 63,2$ % lopullisesta arvostaan askelfunktiolla. Mitä suurempi ominaisuuden aikavakio on, sitä hitaammin signaalin arvo muuttuu. Suuri aikavakio siis vaimentaa ominaisuuden nopeita muutoksia. Mitä pienempi aikavakio on, sitä herkemmin signaalin arvo muuttuu nopeissa muutoksissa. [16]

Datalehdillä eri jännitteiden, virtojen ja niihin liittyvien vakioiden arvoja ilmoitetaan hyvin monella eri tapaa. Niitä voidaan ilmoittaa vaihearvoina tai vaiheiden välisinä arvoina. Molemmista tavoista voidaan ilmoittaa joko RMS- tai huippuarvo. Seuraavissa kaavoissa nähdään näiden väliset muunnokset [16]. Kaavat toimivat vain luvun 2.3.1 kuvan 3 WYE-kytkennälle. Liitteessä B näkyy joitakin sähkömoottorin parametreja ja vakioita.

$$V_{LL} = V_{LN}\sqrt{3} \quad (26)$$

$$V_{peak} = V_{RMS}\sqrt{2} \quad (27)$$

$$X_{LL} = 2X_{LN} \quad (28)$$

joissa V_{LL} on vaiheiden välinen jännite, V_{LN} on vaihejännite, V_{peak} on huippujännite, V_{RMS} on jännitteen RMS-arvo, X_{LL} on resistanssin tai induktanssin vaiheiden välinen arvo, ja X_{LN} on resistanssin tai induktanssin vaihearvo.

2.6.1 Liikkeeseen vaikuttavat tekijät

Sähköinen aikavakio (engl. electrical time constant) kuvaa moottorin sähköisten suureiden dynamiikkaa. Sähköinen aikavakio kuvaa virran muutosnopeutta jännitteen muuttuessa askelmaisesti johonkin kiinteään arvoon. [15] Sähköisen aikavakion kaava on seuraava: [8]

$$\tau_{elec} = \frac{L_{aa}}{R_s} \quad (29)$$

jossa L_{aa} on staattorin vaiheinduktanssi [H] ja R_s on staattorin vaiheresistanssi [Ω].

Pieni sähköinen aikavakio on yleensä haluttua, koska silloin transienttitalanteessa virran arvo muuttuu nopeammin. Pienempi aikavakio kasvattaa piikkitehoa. Tämä johtuu siitä, että virta ehtii kasvaa suuremmaksi taajuusmuuttajassa, ennen kuin taajuusmuuttajan kytkimet vaihtavat tilaansa. Mitä pienempi aikavakion arvo on, sitä suurempi moottorin ohjaukseen vaadittu vaihtotaajuus on. Tämä johtuu siitä, että virran rippeli kasvaa aikavakion pienentyessä vaihtotaajuuden pysyessä samana. [4] Valitulla moottorilla sähköinen aikavakio on 6,5 ms [8].

Momenttivakio (engl. torque constant) kuvaa tuotetun vääntömomentin suhdetta moottorin vaihevirtaan. Moottorin tuottama momentti on suoraan verrannollinen kulutetun virran määrään. Mitä suurempi momenttivakio on, sitä pienemmällä virralla saadaan sama momentti aikaan. [15] Momenttivakion kaava on seuraava [8].

$$K_t = \frac{T_e}{I_{RMS}} \quad (30)$$

jossa T_e on moottorin tuottama vääntömomentti [Nm] ja I_{RMS} on moottorin vaihevirran RMS-arvo [A].

Jännitevakio (engl. voltage constant / back EMF constant) kuvaa moottoriin indusoituvan sähkömotorisen voiman suuruutta nopeuden suhteen. Indusoituneen jännitteen suuruus on nopeuteen suoraan verrannollinen. Jännitevakiolla pystytään laskemaan moottorin pyörimisnopeus ja sen maksimi, koska se kertoo, kuinka paljon jännitettä vaaditaan tietyn nopeuden saavuttamiseksi. [15] Jännitevakion kaava on seuraava: [13]

$$K_e = \frac{V_{bemf_rms}}{\omega_e} \quad (31)$$

jossa V_{bemf_rms} on indusoituneen sähkömotorisen voiman vaiheiden välinen arvo RMS-muodossa [V] ja ω_e on moottorin pyörimisnopeus [rad/s]. Yhtä suuri RMS-voima indusoituu kaikkien vaiheiden väliin. Jännitevakio ilmoitetaan datalehdillä yleensä muodossa [$V_{rms} / (1000 \text{ rpm})$].

Momentti- ja jännitevakioiden suhdetta voidaan kuvata moottoriin sisään menevän sähkötehon ja ulostulevan mekaanisen tehon yhtäläisyydellä. Näiden tehojen tulee olla yhtä suuret. Tehojen suhdetta kuvaa seuraava kaava. [13]

$$T_m \omega_m = V_{bemf_rms} I_{rms} + P_{loss} \quad (32)$$

jossa T_m on moottorin tuottama momentti [Nm], ω_m on mekaaninen pyörimisnopeus [rad/s], V_{bemf_rms} on vastasähkömotorisen voiman vaiheiden välinen arvo RMS-muodossa [V], I_{rms} on vaihevirran RMS-arvo [A] ja P_{loss} on moottorin häviöt [W]. Kun moottori on ideaalinen, häviöt voidaan jättää huomioimatta. Kun yhdistetään kaavat 30-32, saadaan K_t - ja K_e -vakiot yhtä suuriksi. Liian suuret vakiot rajoittavat saavutettavaa nopeutta. Liian pienet vakiot taas kasvattavat virran suuruutta momentin tuottoon. [13]

Sähkömekaaninen aikavakio kuvaa aikaa, jossa moottori kiihtyy nolasta nimellisnopeuteen. Sähkömekaaninen aikavakio ei ota huomioon kuormitusta, joten sen mittausta tapahtuu kuormattomassa tilanteessa. Sähkömekaaninen aikavakio kuvaa siis moottorin vastenopeutta askelmaiselle ohjaukselle. Sähkömekaaninen aikavakio kuitenkin kuvaa todellisesti vasteaikaa vain silloin, kun sähköinen aikavakio on pienempi kuin sähkömekaaninen aikavakio. [4] Sähköiset ominaisuudet rajoittavat muuten vastenopeutta. Sähkömekaaninen aikavakio on 1,8 ms valitulle moottorille ja sen kaava on seuraava: [8]

$$\tau_{em} = \frac{R_s * J}{K_t \frac{K_e}{\sqrt{3}}} \quad (33)$$

jossa R_s on staattorin vaiheresistanssi [Ω], J on roottorin inertia [kgm^2], K_t on momentti-
vakio ja K_e on jännitevakio [$\text{V}/(\text{rad/s})$].

Moottorin inertia eli hitaus vaikuttaa merkittävästi moottorin dynamiikkaan. Kuten mekaanisen aikavakion kaavasta huomataan, inertia vaikuttaa pienentävästi vastenopeuteen. Tämän vuoksi roottorin ja kuorman inertioiden tulee olla mahdollisimman pienet, jos halutaan dynaamisesti nopea systeemi. Pieni inertia kasvattaa myös vääntömomentin suhdetta moottorin kokoon, koska nollanopeudella saadaan tuotettua suurempi vääntömomentti pienemmän vastuksen vuoksi. Inertian avulla voidaan myös laskea moottorin maksimikiihtyvyys laskemalla momentin suhde inertiaan. Mitä suurempi suhde on, sitä suurempi on maksimikiihtyvyys. Moottorin inertia määritellään seuraavasti [16]:

$$J = \frac{T_e}{\alpha} \quad (34)$$

jossa T_e on moottorin tuottama momentti [Nm] ja α on moottorin kulmakiihtyvyys [rad/s^2].

Vierintävastus kuvaa roottorin liikettä vastustavia voimia. Näistä suurin on ilmanvastus, joka kasvaa nopeuden kasvaessa. Jos liikettä vastustavat voimat olisivat nolla, olisi moottorin tuottama momentti nolla vakionopeudella ja ilman kuormitusta. Vierintävastusta on vaikea mallintaa tarkasti. Se voidaan kuitenkin arvioida pyörivän mekaanisen liikeyhtälön (SS) avulla, kun ollaan vakaassa tilassa eli pyörimisnopeus on vakio. Siitä saadaan johdettua seuraava kaava:

$$B = \frac{T_e - T_L}{\omega_e} \quad (35)$$

jossa T_e on moottorin tuottama momentti [Nm], T_L on kuormamomentti [Nm] ja ω_e on roottorin pyörimisnopeus [rad/s]

Viimeisenä liikkeeseen vaikuttavana dynaamisena tekijänä on hammasvääntömomentti (engl. cogging torque), joka aiheuttaa kohinaa, värähtelyä ja epätasaista pyörimistä. Pienillä nopeuksilla tämä näkyy etenkin jähmeytenä. Suuremmilla tasaisilla nopeuksilla tämä näkyy erityisesti jatkuvana pienenä värähtelynä nopeudessa. Hammasvääntömomentti johtuu roottorin magneettien ja staattorin käämityksien interaktiosta aiheutuvista ylläänistä, joita syntyy, kun ne magnetoidaan. Roottorin rakenteella ja magneettien muotoilulla pystytään minimoimaan hammasvääntömomentti. [36]

2.6.2 Lämpötilan vaikutus

Aikavakioiden suuruuteen vaikuttaa lämpötila. Aikavakiot ilmoitetaan moottorien datalehdillä yleensä kylmälämpötiloina eli noin 20-25 °C lämpötilassa. Kuitenkin käytössä moottorin käämien ja magneettien lämpötilat kasvavat merkittävästi. Käämien lämpötilan maksimiarvolle on tehty luokittelujärjestelmä. Yleisimpiä luokkia ovat 130 °C (Class B), 155 °C (Class F) ja 180 °C (Class H). [16]

Lämpötilan kasvaessa käämien resistanssi kasvaa seuraavan kaavan mukaisesti. [16]

$$R(T) = R(T_0)[1 + \alpha_{temp}(T - T_0)] \quad (36)$$

jossa R on käämin yli oleva resistanssi eli vaiheresistanssi [Ω], T_0 on lämpötila, jossa resistanssi tiedetään [K], T on käämin lämpötila [K] ja α_{temp} on käämin lämpötilavakio [$1/K$].

Yleensä moottorien käämit on tehty kuparista, jonka ominaislämpökapasiteetti on 389 J/(K*kg). Jos käytetään Class H -moottoria, niin lämpötila voi muuttua 20 °C:sta 180 °C, jolloin kaavan 36 mukaan resistanssi muuttuu ~1,6-kertaiseksi. Tämä kasvattaa sähkömekaanisen aikavakion 1,6-kertaiseksi ja pienentää sähköisen aikavakion ~0,6-kertaiseksi.

Kun nämä kertoimet yhdistetään, saadaan sähkömekaanisen aikavakion suhteeksi sähköiseen aikavakioon n. 2,7, joka muuttaa moottorin dynaamisia ominaisuuksia jo selvästi. [16]

Vaikka aikavakion tulisi olla nimensä perusteella 'vakio', huomataan sähköisen ja mekaanisen aikavakion kohdalla, että ne eivät ole vakioita, vaan lämpötilan funktioita. Lämpötila vaikuttaa myös momentti- ja jännitevakioon pienentävästi. [16] Tämä johtuu siitä, että resistanssin kasvaessa virran kulku vaikeutuu, jolloin niissä kulkee pienempi virta tai sen tuottamiseen tarvitaan suurempi teho. [16]

Lämpötilan muutosnopeutta kuvaa terminen aikavakio. Se kuvaa kuinka kauan kestää saavuttaa lopullinen lämpötila kiinteällä syöttöteholla. Terminen aikavakio voidaan antaa joko käämeille tai koko moottorille. Käämeille annettu aikavakio on pienempi, yleensä alle minuutin, kun moottorilla se voi olla kymmeniä minuutteja tai jopa tunteja. Aikavakion suuruus kertoo kuinka paljon lämpöä käämit tai moottori pystyvät varastoimaan. Pienempi terminen aikavakio kertoo, että lämpöä varastoituu nopeammin, mutta se myös häviää nopeammin. Suurempi terminen aikavakio kertoo, että moottori vaatii pidemmän ajan lämmön hävittämiseen. Yleensä moottorikoon kasvaessa kasvaa myös terminen aikavakio. Pienempi aikavakio on parempi, jos työsyklit ja lepoajat ovat lyhyitä. Mutta pidemmissä työkiertoissa suurempi terminen aikavakio voi olla edullinen, ettei lämpötila ehdi kasvaa liian suureksi. Tämä kuitenkin vaatii pidemmän lepoajan. Valitun moottorin kelan terminen aikavakio on 24,4 s [8]. Termisen aikavakion kaava on seuraava: [4]

$$\tau_{therm} = R_{th}Mc \quad (37)$$

jossa R_{th} on terminen resistanssi kelan ja ympäristön välillä [$^{\circ}\text{K}/\text{W}$], M on kelojen massa [kg] ja kelan terminen kapasiteetti [$\text{J}/^{\circ}\text{K}$]. Kaavassa massa ja terminen kapasiteetti pysyvät vakioina, mutta resistanssi voi muuttua merkittävästikin. Tämän vuoksi resistanssi vaikuttaa moottorin lämpökapasiteettiin ja siten lämpenemis- sekä jäähtymisnopeuteen.

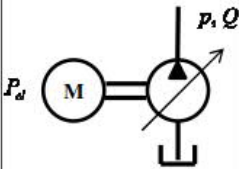
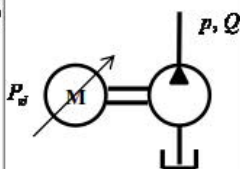
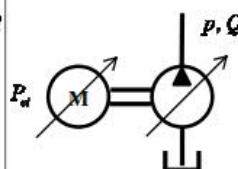
3. PYÖRIMISNOPEUSOHJATTU JÄRJESTELMÄ

Pumppuohjatut järjestelmät tarjoavat hyvän säädettävyyden ja hyötysuhteen verrattuna perinteisiin venttiiliohjattuihin järjestelmiin. Pyörimisnopeussäätö on yksi tapa toteuttaa pumppuohjaus. Pyörimisnopeussäädöllä tarkoitetaan hydraulisen tehon ohjausta järjestelmässä vakiotilavuuspumpulla, jota ohjaa nopeussäädetty sähkömoottori. Koska sähkömoottorilla ohjataan järjestelmän tehoa, sen suorituskyky on tärkeää etenkin vaativammissa sovelluksissa. Työssä tutkitaan sähkömoottorin soveltuvuutta ja dynamiikkaa eri kuormitusilanteissa pyörimisnopeussäädetyssä järjestelmässä. Tämän vuoksi esitellään pyörimisnopeussäädetty järjestelmä tarkemmin. Kestomagneettimoottorin käyttö pyörimisnopeussäädössä kasvattaa hyötysuhdetta, pienentää kokoa ja tehostaa dynaamisia ominaisuuksia. Luvussa on tehty arkkitehtuurien jaottelu toimilaitekohtaisiin ja usean toimilaitteen mobilekäyttöisiin järjestelmiin, joissa käytetään sähkömoottoreita.

3.1 Pumppuohjauksien vertailua

Taulukossa 3 on vertailua pumppuohjauksen erilaisten toteutustapojen välillä: konsepti 1 (C1) eli säätötilavuuspumppu ja vakionopeusmoottori, konsepti 2 (C2) eli vakiotilavuuspumppu ja nopeussäädetty moottori sekä konsepti 3 (C3) eli säätötilavuuspumppu ja nopeussäädetty moottori. Työssä tutkitaan konseptia C2, joten siihen keskitytään. Taulukon 3 vertailu on tehty induktimoottoreilla.

Taulukko 3 Pumppuohjattujen tehontuottoyksiköiden toteutustapojen vertailu [3]

	Concept 1 (C1): Asynchronous Motor Variable Axial Piston Pump	Concept 2 (C2): Variable Frequency Drive Controller Asynchronous Motor Constant Gear Pump	Concept 3 (C3): Variable Frequency Drive Controller Asynchronous Motor Variable Axial Piston Pump
pump's rotational speed	constant	variable	variable
pump's displacement	variable	constant	variable
scheme			
efficiency	lower	higher	highest
reliability	high	high	high
operating costs	highest	higher	lower
system dynamics	highest 4.4	low 1	control principle dependant (approx. 4)
purchase price	higher	lower	highest

C2:n vahvuutena on korkea hyötysuhde ja laaja käyttöalue. Korkea hyötysuhde johtuu siitä, että C2 tuottaa tehoa vain tarpeen mukaan verrattuna C1:en. Myöskin sähkömoottorien kehityksen myötä hyötysuhde on kasvanut. PMSM parantaa entisestään hyötysuhdetta ja dynaamisia ominaisuuksia etenkin vaihtelevalla kuormituksella. Tämä kuitenkin nostaa ostohintaa. C2:n hintaa toisaalta laskee vakio tilavuuspumppu, joka on merkittävästi halvempi verrattuna C1:ssä ja C3:ssa käytettäviin säätötilavuuspumppuihin. [3]

C3:n etuna C2:en nähden on pumpun kulman säätö tilavuusvirran tarpeen mukaan. Tällöin pystytään säätämään pumpun aiheuttaman kuormituksen suuruutta sähkömoottorille, ja siten pysymään parhaimman hyötysuhteen alueella. Pumpun kulman säädön avulla saadaan myös vielä suurempi jatkuva käyttöalue sähkömoottorille. Tämä tapahtuu pienentämällä pumpun kulmaa, jolloin kuormamomentti pienenee. Pumpun kulman säädön etu näkyy myös alhaisilla kierrosnopeuksilla, jolloin C2:n sähkömoottorin kuormitus kasvaa liian suureksi. C3:lla päästään kuitenkin vielä alemmille pyörimisnopeuksille, kun säädetään pumpun kulmaa pienemmäksi. C3:n heikkoutena on hankala ohjattavuus, koska se vaatii monimutkaisen Single Input Multiple Output (SIMO) –säätäjän. Sillä ohjataan pumpun kulmaa sekä sähkömoottorin pyörimisnopeutta samaan aikaan. Tavoitteena on pysyä parhaimman hyötysuhteen alueella hydraulisesta toimipisteestä riippumatta. [3][19]

3.2 Pyörimisnopeusohjattu järjestelmä

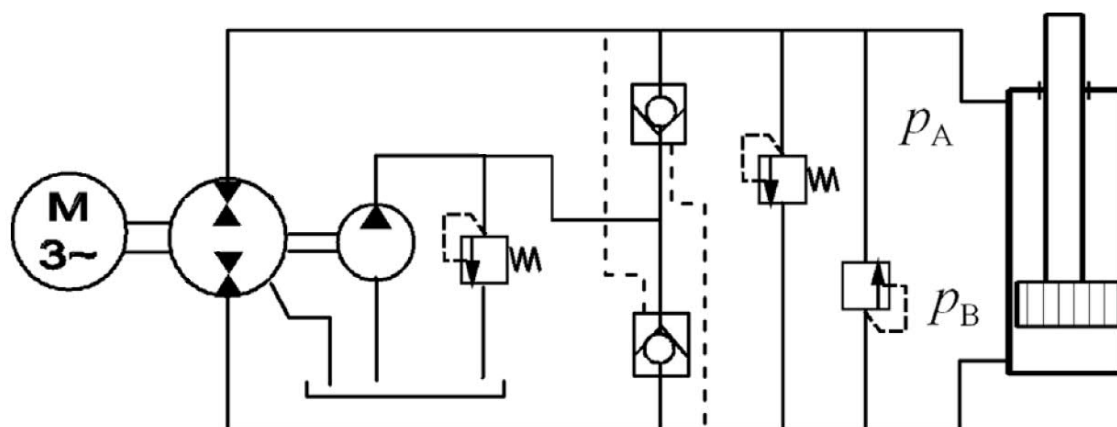
Tässä luvussa esitellään toimilaitekohtaisia arkkitehtuureja perinteisille pyörimisnopeussäädetyille järjestelmille. Luvussa esitellään myös Sähköhydraulinen toimilaite (engl. electro-hydraulic actuator – EHA), joka on kompaktiksi paketiiksi kehitetty pyörimisnopeussäädetty järjestelmä. Lopuksi esitellään pyörimisnopeussäädetty hybridi. Hybridillä tarkoitetaan, että järjestelmässä on kaksi tai useampi energian varastointi- ja purkutapa. Energian varastointitapoja ovat esimerkiksi hydraulinen paineakku, sähköakku ja superkondensaattori.

3.2.1 Perinteinen toteutus

Yksi esimerkki pyörimisnopeussäädetyistä järjestelmistä näkyy kuvassa 9, joka perustuu C2:lle. Siinä on bidirektionaalinen vakio tilavuuspumppumoottori, jota pyörittää nopeussäädetty sähkömoottori. Samalla akselilla on vakio tilavuusapupumppu. Bidirektionaalisen pumpun tarkoitus on tuottaa tilavuusvirta sylinterin molemmille puolille. Tilavuusvirran määrää säädellään sähkömoottorin pyörimisnopeudella. Pyörimisnopeuden säätö tapahtuu paineen, nopeuden tai aseman avulla. Moottorikäytössä pumppu ottaa hydraulista energiaa vastaan ja ajaa sen sähkömoottorille. [18]

Pyörimisnopeussäädetty järjestelmä vaatii epäsymmetrisen virtauksen kompensoinnin toimilaitteen ollessa epäsymmetrinen. Tämä on toteutettu kuvassa 9 sisemmässä kierrossa

apupumpulla, joka tuottaa tilavuusvirran ja paineen matalapainepuolelle. Matalapainepuolen paine määritellään paineenrajoitusventtiilin avulla. Tilavuusvirta ohjataan yksinkertaisimmillaan vastaventtiileillä matalapainepuolelle. Epäsymmetrisyyden kompensointi estää ongelmia, kuten pumpun kavitoinnin, ohjauksen epätarkkuuden ja energiatehokkuuden pienenemisen. Apupumppu hoitaa myös vuotojen kompensoinnin ja öljyn vaihtuvuuden järjestelmässä, mikä auttaa öljyn lämpötilan hallinnassa. Epäsymmetrisen virtauksen kompensoimiseksi yhdellä pumpulla on kehitetty muutamia tapoja, kuten pelkät esiohjatut vastaventtiilit A ja B puolien välille. Toinen tapa on epäsymmetrisellä pumpulla, jossa on kolme porttia kahden sijaan. Kolmantena tapana on paineakun hyödyntäminen, kuten seuraavan luvun kuvassa 10 on esitetty. [35][18]

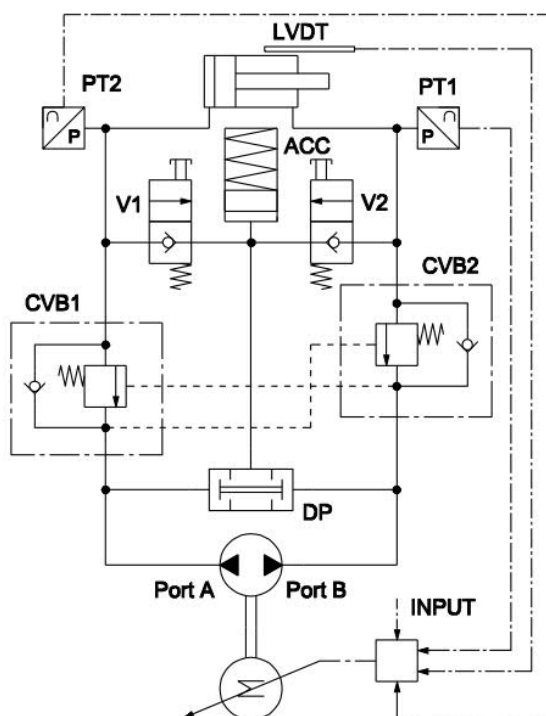


Kuva 9. Tavallinen pyörimisnopeussäädetyin järjestelmän hydrauliikkakaavio [35]

3.2.2 Sähköhydrostaattinen toimilaite

Sähköhydrostaattinen toimilaite (engl. electro-hydrostatic actuator – EHA) toteuttaa pyörimisnopeussäädön idean yhdistämällä hydrauliikan ja elektroniikan vahvuudet kompaktiksi pakettiksi. Se sisältää ohjaimen, sähkömoottorin, pumpun ja toimilaitteen. Tämän lisäksi järjestelmässä on tarvittaessa mittauslaitteet, öljytankki ja venttiilit. Järjestelmässä tulee häviöitä pelkästään komponenteista, koska tehoa tuotetaan tarpeen mukaan. Painehäviöt ovat vähäiset, koska siinä ei käytetä venttiiliohjausta ja putket sekä letkut ovat lyhyet. [20]

Kuva 10 esittää esimerkkitoiteutuksen EHA:sta, jonka pohjana on sama perusidea kuin kuvan 9 toteutuksella. Kuvan 10 sisempi kierto on toteutettu paineakulla, joka ajaa saman asian kuin apupumppu kuvan 9 järjestelmässä. Sisemmän kierron voisi toteuttaa myös pelkällä öljysäiliöllä, mutta silloin ei voitaisi hyödyntää paineakun tuomaa energian varastointia. Kuvan EHA järjestelmä hyödyntää vastapainoventtiilejä (engl. counterbalance valve). Niiden tehtävänä on virtauksen ohjaaminen pumpun ja toimilaitteen välillä, sekä kuormanpitäminen sähkömoottorin ollessa pois päältä. Sähkömoottorin nopeuden ohjaus tapahtuu sekä paineen että sylinterin paikan mittauksien avulla. [20]



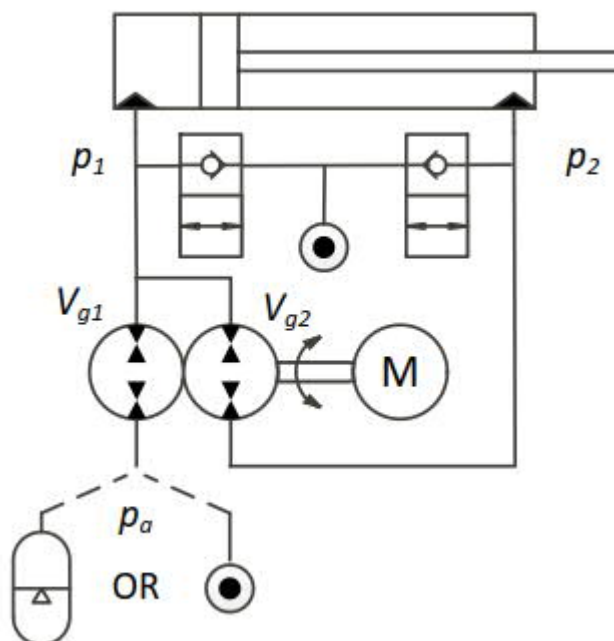
Kuva 10. EHA:n kehittyneempi toteutus [20]

EHA:t kasvattavat tehotiheyttä kompaktin arkkitehtuurinsa vuoksi. Kun käytetään kesto-magneettimoottoria ja sopivia hydraulikkakomponentteja, saavutetaan hyvä hyötysuhde ja suorituskky. Tämän lisäksi ne ovat kevyitä, yksinkertaisia ja helposti huollettavia. [20] Ongelmana on kuitenkin tehotarpeen kasvaessa järjestelmän koon kasvaminen, koska sähkömoottorin tulee tuottaa koko toimilaitteen vaatiman teho. Tästä seuraa joko suuri sähkömoottori tai pieni piikkiteho. Kokoa pystytään pienentämään käyttämällä EHA:a, mutta tämä ei poista sähkömoottorin suurta piikkitehon vaatimusta.

3.2.3 Hybriditoteutus

Tavallisen pyörimisnopeussäädetyt järjestelmän sähkömoottorin pienentämiseksi voidaan hyödyntää hybridiä. Hybrideissä energiansäästöä lisää merkittävästi mahdollisuus energian talteenottoon [27]. Kuvassa 11 näkyy esimerkki hybriditoteutuksesta. Järjestelmä mahdollistaa sähköisen ja hydraulisen energian käytön ja varastoinnin. Järjestelmässä sähkömoottorin akselilla on kaksi pumppua, jotka voivat tuottaa tilavuusvirran sylinterin molemmille puolille ja toimivat joko moottoreina tai generaattoreina. Sähköisen energian varastointi olisi mahdollista pumppujen toimiessa generaattoreina, jolloin energian talteenotto tapahtuisi sähkömoottorin kautta akkuihin tai superkondensaattoreihin. Pumpun 1 tankkilinja on korvattu paineakulla. Tämä mahdollistaa hydraulisen energian varastoinnin paineakkuun pienentäen samalla pumpun 1 yli olevaa paine-eroa, jolloin energiankulutus pienenee. Pumppujen yli oleva paine-ero määrittää sähkömoottorilta tarvittavan momentin määrän. Vasemman pumpun paine-ero määräytyy sylinterin A-puolen

ja paineakun paineista. Paineakun lisääminen järjestelmään pienentää piikkitehon tarvetta, mikä pienentää sähkömoottorin kokoa, jolloin tehotiheys paranee. Tämä johtuu paineakun 10...50 kertaa suuremmasta tehotiheydestä verrattuna sähkömoottoriin. Kuvan 11 toteutuksella pystytään pienentämään sähkömoottorin kokoa 25...50 % riippuen sovelluksesta ja paineakun paineesta. [28]

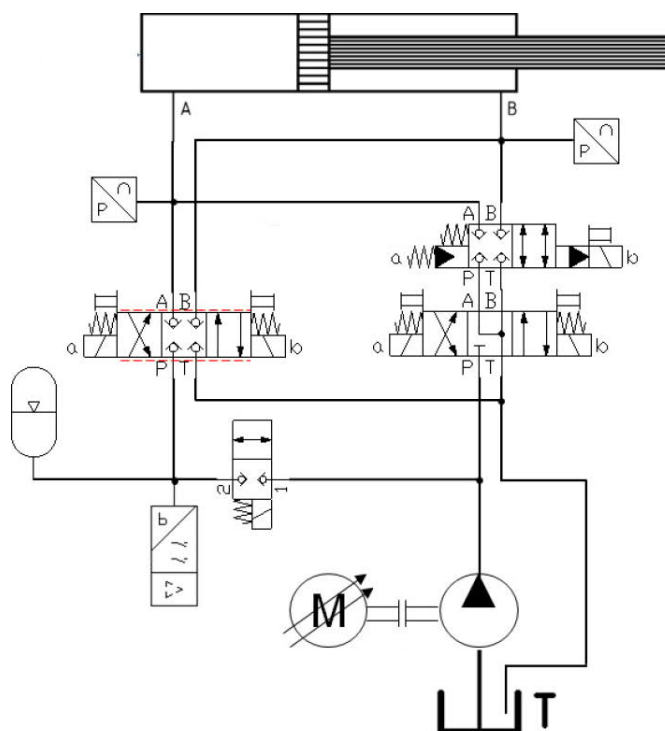


Kuva 11. Hybriditoteutus [28]

Vaikka hybriditoteutuksella pystytään pienentämään sähkömoottorin kokoa, sovelluskohde ja painetasot vaikuttavat merkittävästi paineakun käytön tehokkuuteen sekä järjestelmän hyötysuhteeseen. Korkea paineakun paine pienentää sähkömoottorin kuormitusta vastustavalla kuormituksella, mutta laskuliikkeessä sähkömoottori joutuu tekemään enemmän työtä, jos paineakun paine on suurempi kuin kuormanpaine [28]. Ongelmana hybridien painelähteiden käytössä on siis muuttuva kuormitus.

Yksi mielenkiintoinen lähestymistapa hybridikäytön lisäksi on yhdistää sähkömoottorikäyttö ja digitaalihydrauliikka, mikä esitellään Florin tutkimuksessa [33]. Toteutuksen hydrauliikkakaavio näkyy kuvassa 12. [33] Tässä toteutustavassa voitaisiin hyödyntää hybridiä korvaamalla tankki paineakulla. Järjestelmässä toimilaitteen dynaamiset liikkeet ja paineakun täyttö tehdään pyörimisnopeussäädetyllä pumpulla. Kuormitetun sylinterin paikallaanpito ja paikan hienosäätö tehdään paineakulla ja digitaaliventtiilillä. Tämä pienentää tehontarvetta sähkömoottorilta, sillä sen hyötysuhde on suhteellisen huono pienillä nopeuksilla ja suurella kuormituksella, toisin kuin digitaaliventtiilillä. Digitaaliventtiili on taas suhteellisen huono suurilla tilavuusvirroilla, joiden tuottamisessa sähkömoottori on parempi. [33]

Digitaalihydrauliikan hyödyntäminen paransi energiatehokkuutta, ohjattavuutta ja suorituskykyä. Suorituskyvyn parantuminen johtuu siitä, että sähkömoottori ei voi piikkimomenttiaan vasten tehdä muutamaa sekuntia pidempään töitä. Jos sama teho käytetään paineakun lataamiseen, saadaan paineakulla tehtyä pidempään saman verran töitä kuorman paikallaan pitämisessä. Käytettäessä pelkkää paineakkua voidaan sähkömoottori sulkea täysin, jolloin se pääsee jäähtymään piikkikäyttönsä jälkeen. Ratkaisu toimii erityisen hyvin sovelluksissa, joissa on pitkä kuormanpidon vaihe. Toteutus hyödyntää sähkömoottorin ja digitaaliventtiilin vahvuuksia sekä kompensoi toistensa heikkouksia. [33] Hybridikäytöllä saataisiin hyödynnettyä energian talteenottoa ja pienennettyä sähkömoottorin piikkitehon tarvetta.



Kuva 12. Toteutustapa pyörimisnopeussäädön ja digitaalihydrauliikan yhdistämiselle [33]

3.2.4 Sähkömoottori pyörimisnopeusohjauksessa

Pyörimisnopeussäätö on ollut hankalaa toteuttaa mobilekäytössä, koska dieselmootoreiden nopeuden säätö on erittäin hankalaa ja niiden dynaamiset ominaisuudet ovat heikot. Tämän vuoksi mobilekäytössä on voitu toteuttaa pumppuohjaus ainoastaan C1:llä eli pumpun kulman säädöllä. [26] Hybriditoteutuksien myötä pyörimisnopeussäädöstä on tullut varteenotettava vaihtoehto myös mobilekäyttöön, koska akkujen energiatiheys sekä sähkömoottorien koot ja hinnat ovat laskeneet. Myöskin paineakkujen hyödyntäminen hybridiratkaisuissa mahdollistaa sähkömoottorien paremman mobilekäytön.

Toisena hankaluutena sähkömoottoreille pyörimisnopeussäädössä ovat korkeat dynaamiset vaatimukset. Hydraulikassa on paljon epälineaarisia tekijöitä. Suurimpana järjestelmän dynamiikkaan vaikuttavana tekijänä ovat painepiikit ja -vaihtelut, jotka aiheuttavat öljyn kokoonpuristumista. Muita hydraulisen järjestelmän epälineaarisuuksia ovat vuodot sekä öljyn koostumus, joihin vaikuttaa ilmapitoisuus sekä öljyn viskositeetin kannalta lämpötila. Näiden tekijöiden vaikutukset voidaan kuitenkin minimoida mahdollisimman lyhyillä putkilinjoilla ja hyvillä komponenttivalinnoilla. Pyörimisnopeussäädön vahvuutena dynamiikan kannalta on, ettei siinä käytetä säätötilavuuspumppua, joka lisäisi dynaamisia vaatimuksia. [18]

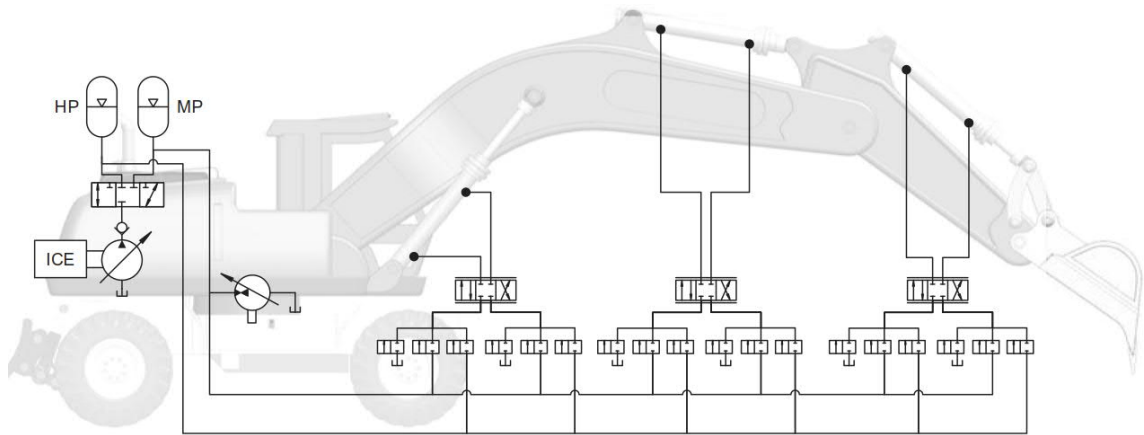
Kestomagneettimoottoreilla hybridikäytössä saavutetaan pieni koko, hyvät dynaamiset ominaisuudet ja momentin tuotto nopeuden ollessa nolla, jolloin pystytään ylläpitämään paine toimilaitteen ollessa pysähdyksissä. Tämän lisäksi kestopompeuttimmoottorin hyvä hyötysuhde auttaa lämpötilan hallinnassa. Kestomagneettimoottori on myös soveltuvampi jaksottaiseen käyttöön, toisin kuin induktiomoottori. [21]

3.3 Mobilekäytön järjestelmäarkkitehtuureja

Useamman toimilaitteen järjestelmissä hybridijärjestelmät voidaan jakaa kahteen luokkaan: keskitettyyn (engl. centralized) ja hajautettuun (engl. decentralized). Tässä luvussa esitellään molemmat arkkitehtuurit sekä uudempi kehitysvaiheessa oleva idea – jaettu hybridijärjestelmä.

3.3.1 Keskitetty

Keskitetyn hybridijärjestelmän toteutuksia on useita ja niissä pääidea on, että usealla toimilaitteella on yhteinen hydraulinen tehoyksikkö ja energian varastointi. Kuvassa 13 näkyy esimerkki keskitetystä järjestelmästä, joka käyttää hyväksi kahta jaettua painelinjaa (korkea- ja keskipaine). Paineakun tarkoituksena on varastoida energiaa ja tuottaa tehopiikit. Tämän lisäksi jokaiselle toimilaitteelle on erikseen omat venttiilinsä tehon ohjaukseen. Tankkilinjan, kahden painetason ja venttiilien avulla saadaan pienennettyä kuristus-häviöitä, joita olisi selvästi enemmän vain yhdellä painelinjalla. [34]

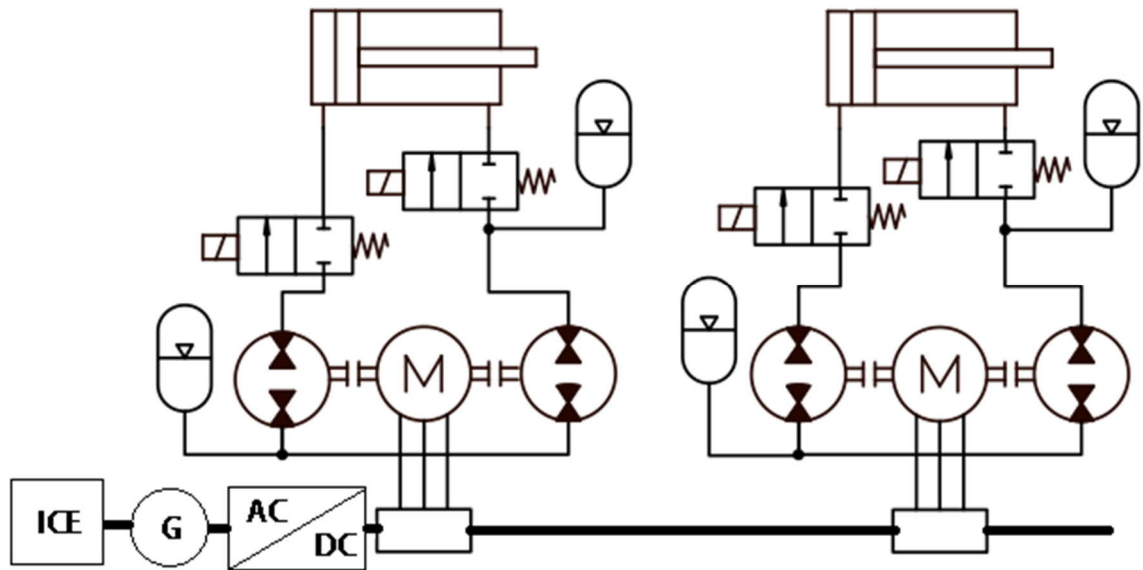


Kuva 13. Keskitetty järjestelmä [34]

Etuna keskitetyssä järjestelmässä on sen yksinkertaisuus ja tehon siirto toimilaitteiden välillä. Ongelmana taas on, että yleensä toimilaitteet vaativat eri määrän tehoa, joten sen ohjaamisessa venttiileillä tulee häviöitä. Myös pitkistä putkista tulee painehäviöitä. Vaikka järjestelmä olisikin kuormantunteva, tulee häviöitä sen vaatimasta yhteisen linjan ylimääräisen vakiopaineen ylläpitämisestä. Myöskin suurten tehojen siirto tehoyksiköltä toimilaitteille on ongelma painehäviöiden vuoksi. Keskitetyt järjestelmät ovat usein myös hyvin sovelluskohtaisia, ja ovat siten hyvin joustamattomia alustojen ja toimilaitteiden muuttuessa. [34]

3.3.2 Hajautettu

Hajautetun järjestelmän ideana on, että jokaisella toimilaitteella on oma tehoyksikkönsä. Kuvassa 14 näkyy täysin hajautettu järjestelmä, jossa sähkömoottorit ovat yhteisessä DC-linjan akustossa, jota ladataan esimerkiksi ICE:llä (engl. internal combustion engine) generaattorin ja konvertterin kautta. Toimilaitteiden hydrauliset linjat ovat siis täysin erillään ICE:stä. Tässä etuna on, että jokaiselle toimilaitteelle tuotetaan erikseen tarpeen mukaan tehoa. Muita hyötyjä ovat vuotokohtien väheneminen, korkeampi hyötysuhde ja yksinkertaisempi arkkitehtuuri. Myös energian talteenotto on helpompaa toimilaittekohtaisesti. Haittana on lisääntynyt komponenttien tarve. Kuvan 14 toteutuksella saatiin parannettua kaivinkoneen hyötysuhdetta huomattavasti verrattuna perinteisempään kuormantuntevaan venttiiliohjaukseen. [2]



Kuva 14. Hajautettu järjestelmä [22]

Hydrauliset piirit voidaan suunnitella toimilaitekohtaisesti hyödyntämällä esimerkiksi EHA-piirejä tai erilaisia hybridijärjestelmiä. Kuvassa 14 on esitettyä yksi tapa toteuttaa toimilaitekohtainen hydraulinen piiri. Siinä järjestelmän jokaisella toimilaitteella voidaan hyödyntää energian talteenottoa varastoimalla energiaa sähkömoottorin kautta akkuihin ja superkondensaattoreihin. Hydraulista energian talteenottoa ei siis ole. Toimilaitteiden oikeanpuoleiset paineakut toimivat differentiaalisylintereiden tilavuuksien eron kompensoijana. Vasemmanpuoleisilla paineakuilla korvataan tankkilinja. [2]

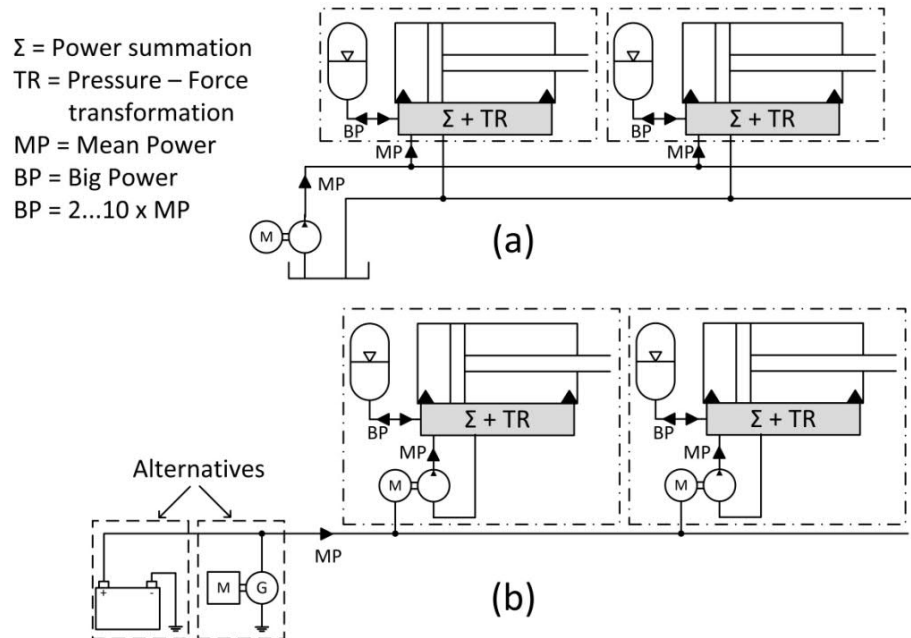
3.3.3 Jaettu hybridijärjestelmä

Uusi kokeiluvaiheessa oleva tapa toteuttaa hybridi on keskitetyn ja hajautetun tavan yhdistelmä – jaettu hybridijärjestelmä (engl. distributed hybrid system). Siinä keskiteho tuotetaan kaikille toimilaitteille yhteiseen linjaan. Piikkiteho hallitaan lokaalisti jokaisella toimilaitteella erikseen. Idean taustalla on hydraulisen energian tehokas muuntaminen mekaaniseksi energiaksi järjestelmissä, joissa toimilaitteiden piikkitehon tarve on merkittävästi suurempi kuin järjestelmän keskiteho. Täten keskitetty linja voidaan mitoittaa keskitehon mukaan ja siten pienentää esimerkiksi ICE:ä, mikä pienentää päästöjä ja kasvattaa hyötysuhdetta. [27]

Kuvassa 15 on esitetty kaksi eri toteutusta jaetulle hybridijärjestelmälle. Kuvan 15 a-kohdassa yhdellä pumppumoottoriyksiköllä tuotetaan keskiteho hydrauliselle linjalle. GG:n b-kohdassa jokaisella toimilaitteella on oma keskitehon tuotto sähkömoottorista ja pumpusta koostuvalla tehontuottoyksiköllä, mutta kaikilla tehoyksiköillä on yhteinen DC-linja. Järjestelmässä teho voi siirtyä seuraavilla tavoilla: [27]

- 1) Keskitehon (engl. mean power – MP) yksiköltä paineakulle eli akkujen lataus
- 2) Paineakulta toimilaitteelle eli piikkitehon tuotto

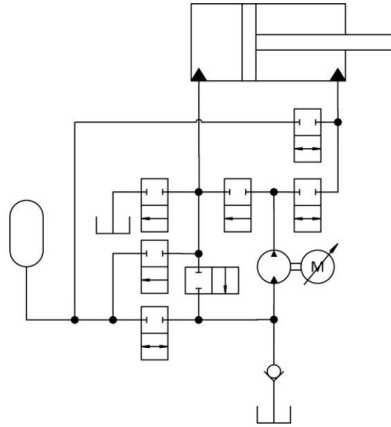
- 3) Toimilaitteelta paineakulle eli energian talteenotto
- 4) Optionaalisena tapana MP:ltä toimilaitteelle eli pienen tehon hyödyntäminen
- 5) Mahdollisesti myös toimilaitteelta tai paineakulta MP-linjaan eli toinen tapa energian talteenotolle. Tämä on kuitenkin jätetty huomioimatta [27]:ssa yksinkertaistuksen vuoksi.



Kuva 15. Hybridin yhdistetyn toteutuksen kaksi eri tapaa [27]

Ongelmana ideassa on, että se vaatii hydraulisen muuntimen (engl. hydraulic transformer) hybriditoimilaitteelle. Digitaaliset ja analogiset hydrauliset muuntimet ovat kuitenkin vielä kehitysvaiheessa. Hydraulisen muuntimen tarkoituksena on muuntaa sisään tulevat paineiset tilavuusvirrat halutuksi tilavuusvirraksi ja paineeksi ulostulolle. Kuvassa 15 hydraulinen muunnin summaa keskitehon ja paineakun tehot, minkä se sitten muuttaisi toimilaitteen vaatimaksi tehoksi. [27]

Vaihtoehtoisena ratkaisuna kuvassa 16 hybriditoimilaitteena toimii pyörimisnopeussäädettyä pumppua ja paineakku hyödyntävä järjestelmä. Paineakku mahdollistaa tehon kasvattamisen suurentamatta sähkömoottoria. Ratkaisu toimii muuten hyvin, mutta se vaatii sähkömoottorin, jonka piikkiteho on noin puolet toimilaitteen maksimitarpeesta. Tästä seuraa kallis ja suuri järjestelmä, erityisesti jos keskiteho on piikkitehoa merkittävästi pienempi. [27]



Kuva 16. Hybriditoimilaitteen esimerkkitoiteutus sähkömoottorilla [27]

4. TESTIJÄRJESTELMÄN TOTEUTUS

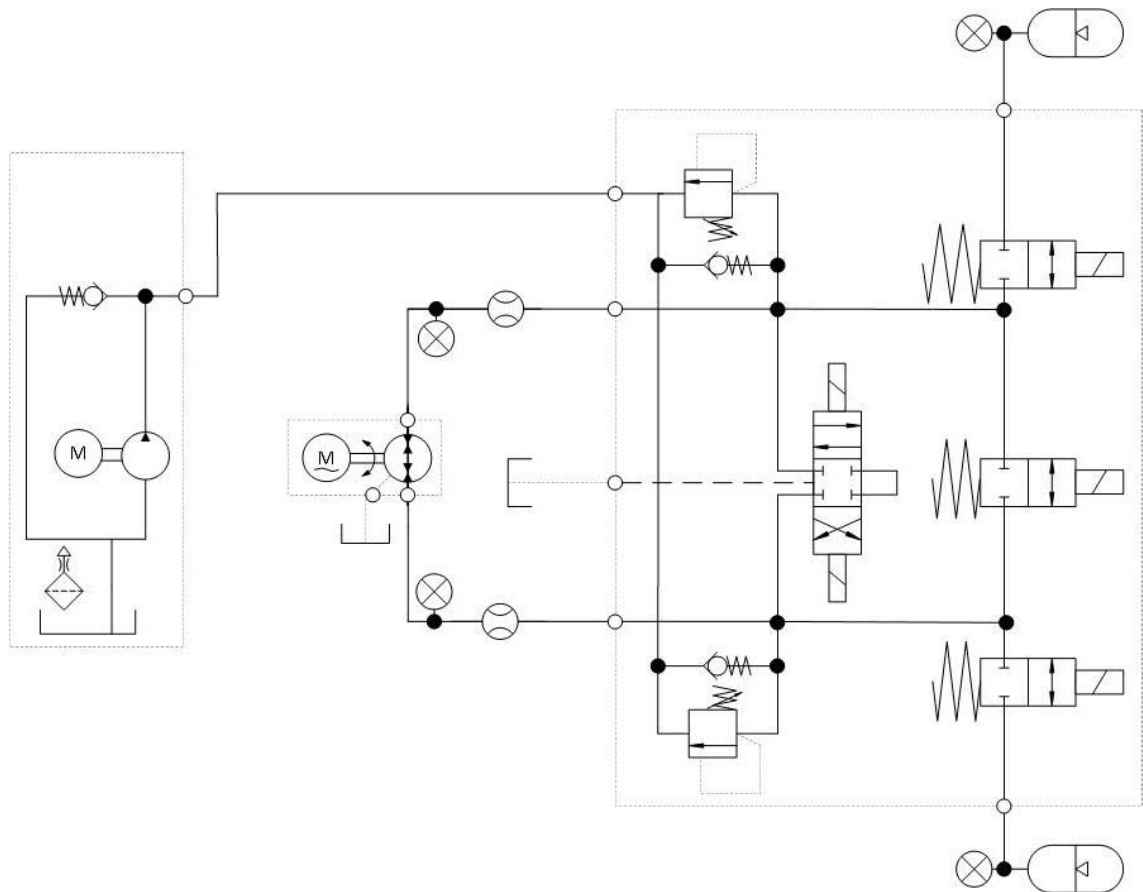
Tässä luvussa esitellään testijärjestelmän toteutus. Luvussa kerrotaan, mikä testijärjestelmän idea on ja mitä sillä voi tehdä. Tämän jälkeen esitelee erikseen kukin komponentti sekä niiden mitoitus- ja valintaperiaatteet. Lopuksi esitellään järjestelmän simuloitumallin toteutus perustuen luvun 2.3 mallinnuskaavoihin.

4.1 Testijärjestelmän esittely

Diplomityön tarkoituksena on tarkastella kaupallisen sähkömoottorin toimintaa ja dynamiikkaa erilaisissa kuormitustilanteissa hydraulikkajärjestelmässä. Tutkimusta varten rakennetaan hydraulinen testipenkki, jonka toimilaitteena on venttiilistö. Kuvassa 17 näkyy suunnitellun testipenkin hydraulikkakaavio. Siinä on kolme suurempaa tärkeää kokonaisuutta: venttiililohko, pumppu-moottori-taajuusmuuttaja-paketti sekä apupumppu. Tämän lisäksi hydraulikkakaaviossa on mittausanturit paineelle ja tilavuusvirralle sekä kaksi paineakkua. Testipenkissä pumpusta katsottuna A- ja B-puolet ovat symmetriset keskenään, joten pumppu-moottoria pystytään testaamaan molempiin suuntiin ajettaessa. Testipenkillä pystytään testaamaan hyvin laajalla skaalalla erilaisia kuormitustilanteita eri nopeuksilla. Sillä pystytään myös testaamaan hyvin todellisuutta vastaavia työkiertoja. Erilaiset kuormitustilanteet luodaan asettamalla pumpun A- ja B-puolien paineet halutuiksi.

Testipenkin olisi voinut toteuttaa myös hydraulisella toimilaitteella kuten sylinterillä tai hydraulikkamoottorilla. Toimilaitteilla toteutettu järjestelmä olisi kuitenkin hitaampi paineenmuutoksissa verrattuna venttiilistöön ja paineakkuihin. Se olisi myös hankalamminkin ohjattavissa sekä kooltaan suurempi kokonaisuutena.

Suurempia häiritseviä rajoituksia testipenkistä ei ilmennyt. Öljyn tai sähkömoottorin lämpötilat eivät päässeet missään vaiheessa kasvamaan liian suuriksi, vaikka venttiilistöstä syntyvät häviöt menevät suoraa lämmöksi. Pienenä rajoittavana tekijänä oli servoventtiilin pieni virtauskerroin, joka rajoitti hieman paine-eron tuottamista pienillä ja suurilla nopeuksilla.



Kuva 17. Testijärjestelmän hydraulikkakaavio

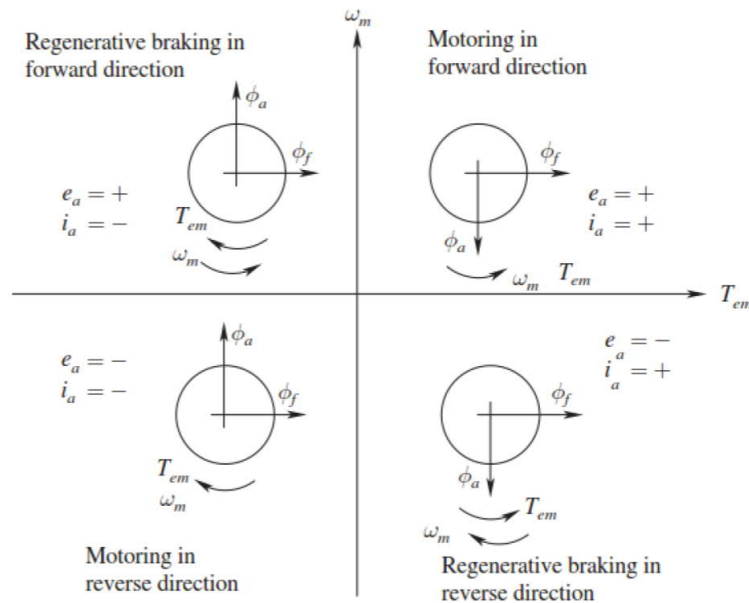
4.2 Komponenttien esittely, mitoitus ja valinta

Järjestelmäksi haluttiin hyvin pienitehoinen, vain muutaman kilowatin moottori jatkuvassa käytössä. Tämän vuoksi järjestelmän vaatimuksiksi asetettiin noin 35 l/min 3 000 rpm pyörimisnopeudella ja noin 10 MPa maksimi paine-ero pumpun ylitse. Vaatimuksena oli myös mahdollisimman pieni koko, helppo asennettavuus ja mobilekäyttöisyys. Järjestelmän osaluettelo näkyy liitteessä K.

Pumppu-moottori-taajuusmuuttaja-paketti on järjestelmän tärkein ja tutkittava osa, joten sen valintaan käytettiin eniten aikaa. Paketissa on pumpun ja servomoottorin lisäksi myös taajuusmuuttaja, jolla syötetään halutun suuruinen ja taajuuksinen kolmivaihevirta sähkömoottorille. Taajuusmuuttajan syöttämä sähköteho synnyttää servomoottorin roottorille mekaanisen pyörimisliikkeen. Kytkimen välityksellä pyörimisliike pyörittää samalla akselilla olevaa pumppua, joka tuottaa hydraulista tehoa tilavuusvirtana järjestelmän A- ja B-puolille. Servomoottorilla tarkoitetaan, että moottorilta on nopeuden ja kulman takaisinkytkentä ohjausyksikölle.

4.2.1 Pumppumoottori

Mitoitus alkoi pumppumoottorin eli pumpun valinnalla, koska kävi ilmi, että laitoksella oli jo valmiina tarkoitukseen sopiva $10,6 \text{ cm}^3/\text{r}$ vakiotilavuuspumppu. Sen suurin sallittu pyörimisnopeus on $3\,600 \text{ rpm}$, joka rajasi tarvittavan suurimman pyörimisnopeuden moottorille. Pumppu oli sopiva suljetulle piirille ja nopeussäädetylle toiminnalle. Valittu pumppu toimii hyvin alle 200 rpm pyörimisnopeuksilla hyvällä hyötysuhteella ja se kykenee ylläpitämään halutun paineen. Pumpun piti toimia myös nelikvadranttina, eli toimia sekä pumppuna että moottorina molempiin suuntiin. Pumpun eri kvadrantit näkyvät kuvassa 18. Paine-ero on positiivinen, kun pumpun syöttöpuolen paine on suurempi kuin imupuolen. Tällöin pumppumoottori toimii pumppuna eli myös momentti on positiivinen. Tämä tarkoittaa, että pumppua pyöritetään ulkoisella voimalla eli sähkömoottorilla. Kun momentti on negatiivinen, pumppu toimii moottorina. Negatiivinen momentti kertoo, että pumpun läpi menevä nestevirtaus tuottaa ulkoisen voiman, joka pyörittää sähkömoottoria tai vastustaa sen pyörimistä. Kuvassa 18 Y-akseli kertoo moottorin pyörimissuunnan. Sähkömoottori toimii myös neljässä kvadrantissa. Kuvassa 18 näkyy myös sähkömoottorin kvadranttien staattorivirrat ja -jännitteet.



Kuva 18. Pumpun eri toiminta-alueet [14]

Seuraavana vaiheena oli laskea suurin vääntömomentti, jonka paine-ero tekee kuormaksi sähkömoottorille. Paine-eron luoma vääntömomentti saadaan laskettua seuraavalla kaavalla: [7]

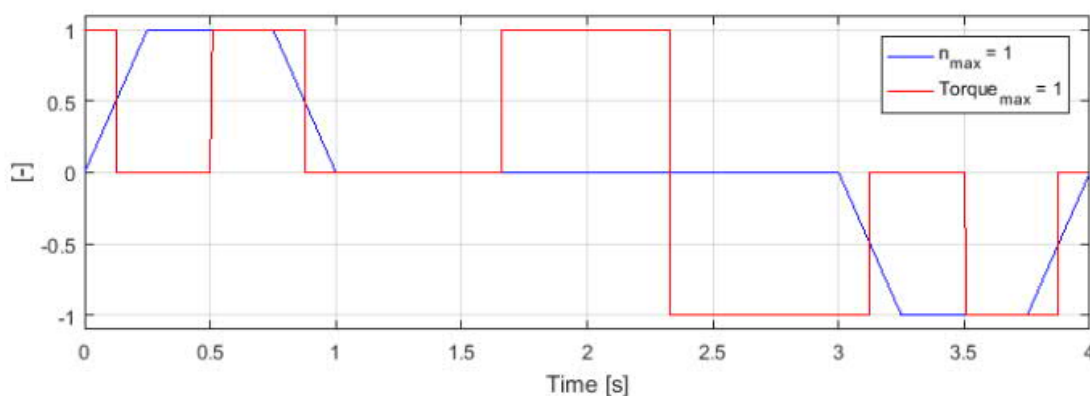
$$T_L = \frac{V_g \Delta p}{2\pi \eta_v} \quad (38)$$

jossa V_g on kierrostilavuus [m^3/r], Δp on paine-ero [Pa] ja η_v on pumpun volumetrinen hyötysuhde [-].

Kaavalla R saadaan pumpun vääntömomentiksi suurimmillaan 17,7 Nm valitulla pumpulla ja vaaditulla 10 MPa paine-erolla. Pumpun hyötysuhde arvioitiin olevan 0,9. Pumpun toimii Bosch Rexrothin A10FZG 10,6 cm³/r, jonka datalehden tiedot näkyvät liitteessä A.

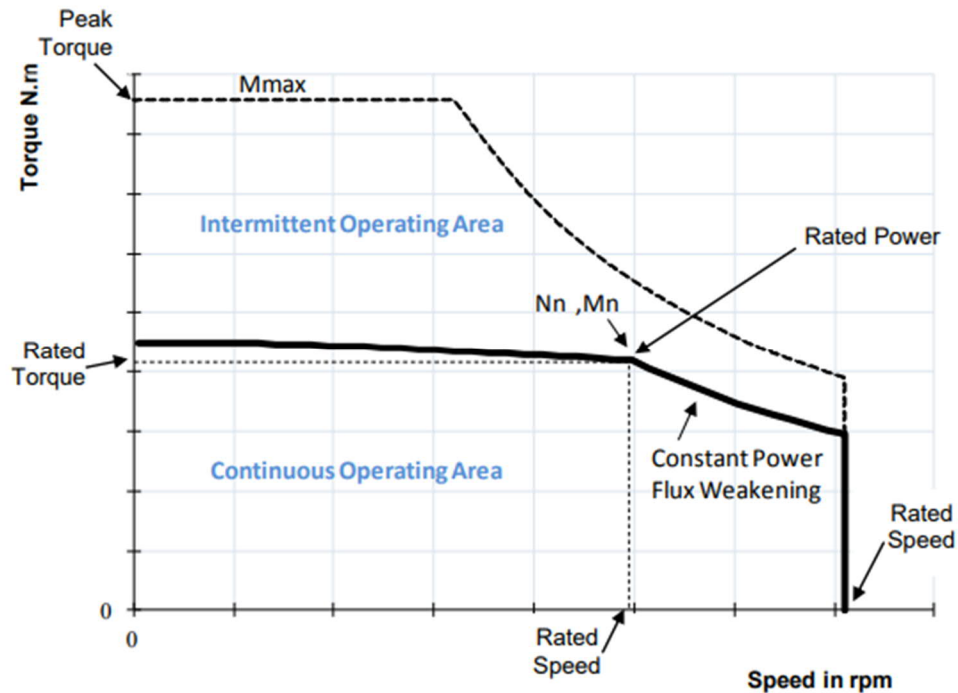
4.2.2 Sähkömoottori

Moottorivalmistajat valitsevat sähkömoottorin valmiiksi määritellyn työkierron perusteella. Järjestelmä on kuitenkin testijärjestelmä, jossa ei ole tarkkaa työkiertoa, vaan kuormitus vaihtelee hyvinkin paljon. Tämä antaa vapauksia moottorin valinnassa, ja mitoitus tapahtuikin siten, että arvioitiin työkierto, jonka moottorin tulee vähintään kestää. Testijärjestelmää ajettaessa vapautena on myös se, että moottorin voi antaa jäähtyä välissä aina tarvittaessa. Kuvassa 19 näkyy keksitty todellisuutta vastaava työkierto.



Kuva 19. Todellisuutta vastaava työkierto. Y-akselilla suhteelliset arvot verrattuna maksimiarvoihin. Punaisella on paine-ero pumpun ylitse, ja sinisellä on pyörimisnopeus.

Sähkömoottorin valinnassa tärkeitä parametreja ovat momentin ja pyörimisnopeuden RMS-, nimellis- ja piikkiarvot. Vaaditun maksimipyörimisnopeuden ei tarvitse olla enempää kuin pumpun maksimipyörimisnopeus. Nimellisarvot nähdään kuvasta 20, jossa momentti on esitetty nopeuden funktiona. RMS-arvo kuvaa keskimääräistä nopeutta tai momenttia työkierron aikana. RMS-arvojen tulee olla nimellisarvojen rajaamalla alueella eli jatkuvan toiminnan alueella (engl. continuous operating area). Kuvassa 20 näkyvät hetkellisen käytön (engl. intermittent operating area) ja kentänheikennyksen alueet ovat hetkellisen toiminnan alueita. Ne kuvaavat ääriarvoja moottorin tuottamalle momentille vastaavalla nopeudella. Työkierrassa voidaan käydä näillä alueilla, kunhan RMS-arvot ovat jatkuvan käytön rajaamalla alueella, jottei moottori ylikuumene. [8]



Kuva 20. Tyypillinen sähkömoottorin nopeus-momentti-käyrä. [8]

RMS-momentti ja -nopeus lasketaan seuraavalla kaavalla: [8]

$$X_{rms} = \sqrt{\frac{1}{t} * \sum_{i=1}^n X_i^2 \Delta t_i} \quad (39)$$

jossa t on työkierron kokonaisaika [s], i kuvaa yhtä osaa työkierrosta, jossa X_i eli vääntömomentti [Nm] tai pyörimisnopeus [rpm] tuotetaan Δt_i ajan [s]. Jokaisen työkierron osan momentin tai nopeuden tulee olla kuvan 20 katkoviivalla rajatulla alueella. Tämä kaava ei ota huomioon termistä aikavakiota, joten kaavaa voidaan käyttää ainoastaan, kun ylikuormitus aika on pienempi kuin kuparin termien aikavakio, joka on valitulle moottorille 24,4 s [8]. Ylikuormituksella tarkoitetaan moottorin käyttöä sen hetkellisen toiminnan alueella.

Moottoria mitoittaessa tulee huomioida myös moottorin itsensä tekemä vastus kuorman lisäksi. Moottorin kuormitusta muuttuvilla nopeuksilla voidaan arvioida pyörivän kappaleen liikeyhtälöllä (16), johon on lisätty varmistuskertoimen K .

$$T_e = K * \left[J_{tot} \frac{\Delta \omega_e}{\Delta t} + B \omega_e + T_L \right] \quad (40)$$

jossa J_{tot} on hitausmomenttien summa [kgm^2], ω_e on pyörimisnopeus [rad/s], Δt on pyörimisnopeuden muutokseen käytetty aika [s], B on vierintävastus [$\text{Nm}/(\text{rad/s})$] ja T_L on kuormamomentti [Nm]. Yhtälöä voidaan käyttää moottorin maksimikihtyvyyden ja -hidastuvuuden laskemiseen. T_e arvon tulee olla pienempi kuin moottorin piikkimomentin.

Jos kiihdytysaika on kriittinen tekijä moottorin mitoituksessa, tulee momentin tarpeeseen lisätä varmistuskerroin $K [-]$, jonka on hyvä olla esimerkiksi 1,1...1,2. Tällöin moottori on varmasti tarpeeksi tehokas, joten erilaiset epävarmuudet eivät ole esteenä dynaamisille vaatimuksille. Mitoitusta ei tulisi myöskään tehdä aivan äärirajoille asti, missä varmistuskerroin auttaa.

Momenttiyhtälöä tarkasteltaessa huomataan, että moottori pystyy pienen inertiansa ansiosta todella nopeisiin kiihdytyksiin ja hidastuksiin ilman kuormitusta (noin 3 600 rpm / 30 ms). Seuraavaksi tuleekin tarkastella, kuinka nopeasti pumppua saa kiihdyttää. Seuraava kaava antaa moottorin kiihdytykselle maksimiajan, joka kertoo, kuinka nopeasti moottoria voidaan kiihdyttää.

$$t = \frac{\Delta n_{\max}}{\alpha_{\max}} \quad (41)$$

jossa Δn_{\max} on kiihdytettävä nopeus [rad/s] ja α_{\max} on pumpun suurin sallittu kiihdytysnopeus [rad/s²]. Pumpun sallittu kiihdytysnopeus on 14 000 rad/s² ja pumppu kiihdytetään 0...3 600 rpm. Kaavalla saadaan kiihdytyksen maksimijaksi 27 ms, jota nopeammin moottoria ei saa kiihdyttää ilman, että pumppu voi rikkoutua.

Moottorin lämpötila vaikuttaa merkittävästi sen käyttökapasiteettiin. Alun perin oli tarkoitus käyttää ilmajäähdysteistä moottoria. Nestejäähdytys ei ollut kuitenkaan lopulta ongelma, koska nestekierto voitaisiin mahdollisesti toteuttaa samalla öljyllä, joka pyörii järjestelmässä. Jäähdytyskierron paine ei kuitenkaan saanut ylittää 5 baaria. Järjestelmän matalapaine oli 10 baaria, joten jäähdytys olisi pitänyt toteuttaa ulkoisella vesikierrolla. Testeissä ei kuitenkaan lopulta käytetty vesijäähdytystä, koska huomattiin ettei lämpötila kasvanut erityisen nopeasti. Suurimmillaan moottorin lämpötila kävi 60 °C:ssa. Merkittävin vaikutus nestejäähdytyksellä olisi nimellismomentin arvoon, sillä se yli kaksinkertaistuisi.

Järjestelmän servomoottoriksi valittiin Parkerin valmistama GVM142-050-sincos synkroninen servomoottori. Liitteessä B on moottorin ominaisuudet ja hyötysuhteet. Koska pumpun ja sähkömoottorin akselit eivät olleet yhteensopivat, tarvittiin niiden väliin välikytkin akseleiden yhteensovittamiseksi. Tätä varten hankittiin KTR Finland Oy:n valmistama, liitteessä C esitetty sovitekytkin. Kytkimessä on kumiosuus, jonka tarkoituksena on vaimentaa värähtelyä ja iskuja.

4.2.3 Taajuusmuuttaja ja akut

Moottorille tulee myös valita taajuusmuuttaja ja sen teholähde eli tässä tapauksessa akut. Taajuusmuuttajan ja teholähteen koko vaikuttaa jännitteen ja virran suuruuteen. Nämä vaikuttavat moottorin käyttöalueeseen. Suurempi taajuusmuuttaja pystyy syöttämään suurempaa virtaa, mikä kasvattaa piikkimomenttia ja siten piikkitehoa. Suuremman jännitteen käyttö pienentää virran tarvetta saman tehon aikaansaamisessa. Suurempi jännite

kasvattaa myös moottorin huippunopeutta. 48 V:n akusto valittiin, koska haluttiin matalajännitteinen mobileikäyttö. Akusto ei kasvanut vielä liian suureksi tällä koolla, ja pienempi akusto olisi rajannut nimellisnopeutta liikaa. Taajuusmuuttaja valittiin 48 V akustolle siten, että saadaan tuotettua tarpeeksi tehoa.

Parkerilta valittiin 48 V:n järjestelmä taajuusmuuttajaksi MCD-04-0450, jolla piikkivirran maksimi on 450 A. Se sisältää tehonsyötön lisäksi kehittyneen FOC:in ja järjestelmän ominaisuuksien mittauksen esimerkiksi lämpötilan ja nopeuden osalta. Parker on kehittänyt yksinkertaisen ohjelmiston moottorin parametrisoinniksi, josta kerrotaan lisää 6.1 kappaleessa.

Akuston ja taajuusmuuttajan väliin tarvitaan hätäseispiiri, jotta sähkömoottorin käyttö olisi turvallisuusmääräysten mukainen. Piiri sisältää sulakkeita, hätä-seis-painikkeen, kontaktorin ja päävirtakytkimen. Liitteessä D näkyy taajuusmuuttajan suositeltu sähkökytkentä, toteutettu hätä-seis-piiri ja selitys sen toimintaperiaatteesta.

4.2.4 Venttiililohko

Venttiililohkon tarkoituksena on ohjata tilavuusvirtaa järjestelmässä. Lohkon avulla saadaan järjestelmään kuormitushäiriöitä ohjaamalla ja rajaamalla virtausta A- ja B-puolien välillä. Lohko yhdistää pumpun A- ja B-puolet, apukoneikon painelinjan sekä paineakut yhteen. Lohko sisältää kolme on/off –tyyppistä logiikkaventtiiliä, kaksi vastaventtiiliä, kaksi paineenrajoitusventtiiliä ja yhden servoventtiilin. Koska lohko yhdistää pumpun A- ja B-puolet yhteen venttiilien kautta, pystytään sen avulla luomaan paine-ero pumpun ylitse, mikä luo kuormituksen sähkömoottorille kaavan 38 mukaan.

Paine-eron muuttaminen tapahtuu venttiilien avausta muuttamalla. Esimerkiksi paine-ero kasvaa avaamalla servoventtiiliä vähemmän. Venttiilin läpi menevää tilavuusvirtaa paine-erolla Δp_x kuvaa seuraava kaava. [12]

$$Q_x = Q_{nom} \sqrt{\frac{\Delta p_x}{\Delta p_{nom}}} \quad (42)$$

jossa Q_{nom} on venttiilin datalehdellä ilmoitettu nominaalitulavuusvirta [m^3/s], Δp_x on venttiilin läpi menevää tilavuusvirtaa vastaava paine-ero [Pa] ja Δp_{nom} on venttiilin datalehdellä ilmoitettu nominaalipaine-ero [Pa]. Servoventtiilin yli oleva paine-ero A- ja B-puolien välillä on kaksinkertainen, koska tilavuusvirta ohjataan kaksi kertaa sen lävitse.

Keskimmäisen logiikkaventtiilin tarkoitus on ohjata tilavuusvirtaa mahdollisimman pienellä paine-erolla A ja B puolien välillä. Niillä voidaan myös helposti tehdä nopeita kuormitushäiriöitä nopeutensa ansiosta. Paineakuilla olevilla logiikkaventtiileillä ohjataan paineakkujen tilavuusvirtaa.

Servoventtiilin avulla voidaan ohjata tilavuusvirtaa A- ja B-puolien välillä, sekä luoda järjestelmään muuttuvia ja eri suuruisia paine-eroja, kuten sinimuotoisia ja ramppimaisia muutoksia.

Paineenrajoitusventtiilien tehtävänä on rajoittaa järjestelmän maksimipainetta. Ne ovat asennettuna sekä A- että B-puolelle. Paineenrajoitusventtiili päästää virtauksen lävitse yhteen suuntaan, kun paine järjestelmän puolella kasvaa yli venttiilin asetusrajan.

Vastaventtiilien tehtävänä on kierrättää öljyä järjestelmään apupumpun puolelta. Vastaventtiili päästää tilavuusvirran vain yhteen suuntaan. Tämä tapahtuu silloin kun vastaventtiilin yli oleva paine ylittää avautumispaineen ja apupumpun puolen paine on suurempi kuin järjestelmän puolen paine.

Venttiililohkon toteutus tapahtui tekemällä Solidworks-ohjelmalla 3d-malli, josta saatiin tehtyä 2d-piirustukset. Liitteessä E on venttiililohkon 2d-piirustukset. Venttiililohko valmistettiin koneistajalla. Venttiililohkon valmistus tapahtuu poraamalla lohkoa eri suunnista virtausteiden valmistamiseksi. Venttiilienteloiden poraukset tehdään erikoistyökaluilla.

4.2.5 Apupumppu

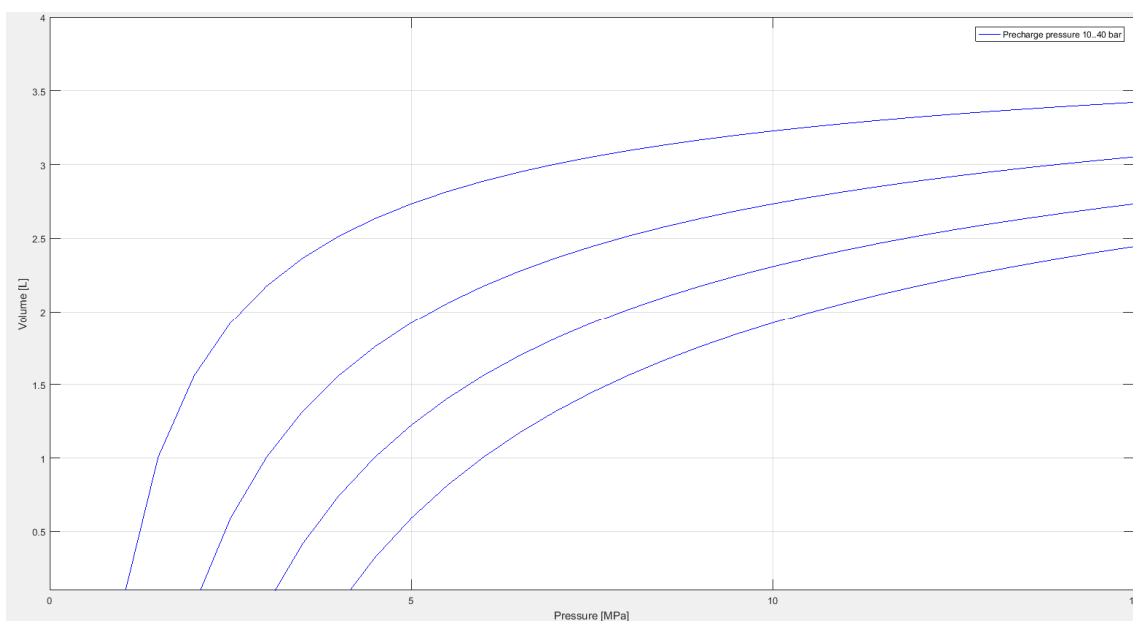
Testijärjestelmässä tarvitaan apupumppu (engl. charge pump), koska kyseessä on suljettu järjestelmä eli öljy virtaa pumpulta suoraan toimilaitteelle ja siltä takaisin pumpun toiselle puolelle. Suljettu järjestelmä vaatii erillisen kierron öljyn vaihtoon ja vuotojen kompensointiin. [6, s.163] Apupumppua pyörittää erillinen sähkömoottori ja taajuusmuuttaja. Toinen vaihtoehto olisi ollut liittää apupumppu samalle akselille tutkittavan sähkömoottorin kanssa. Tämä ratkaisu olisi kuitenkin vaatinut bidirektionaalisen apupumpun, koska sähkömoottori pystyy pyörimään molempiin suuntiin. Sopiva apupumppu, sähkömoottori ja taajuusmuuttaja löytyivät valmiina laitokselta. Apupumpun tiedot näkyvät liitteessä F.

Apupumpun tehtävänä on pitää järjestelmän matalapainepuolen alin paine yllä pumppaamalla tilavuusvirtaa vastaventtiilin kautta. Tämä estää pumpun kavitoinnin. Apupumpulla varmistetaan myös öljyn saatavuus, kun paineakut ovat tyhjiä. Apupumpun öljysäiliössä on mukana öljyn suodatus. [6, s.163]

4.2.6 Paineakut

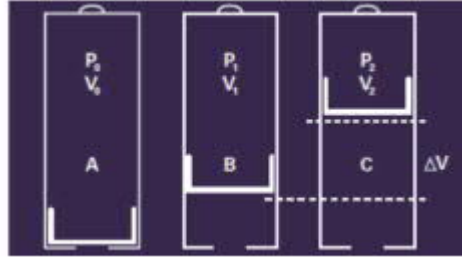
Paineakkujen tehtävänä järjestelmässä on luoda halutut painetasot pumpun A- ja B-puolille. Paineakuilla pystytään tekemään askelmaisia häiriöitä sekä ylläpitämään haluttu paine. Paineakkuja ei tarvinnut tilata, koska laitoksella oli valmiina sopivan suuruiset paineakut, joista toinen oli mäntäakku ja toinen rakkoakku. Akkujen nimellistilavuus on 4 litraa. Paineakun koko ja esitäyttöpaine valitaan siten, ettei paine pääse putoamaan liikaa

akun purkautuessa. Mitä suurempi on esitäyttöpaine koon pysyessä samana, sitä hitaammin paine putoaa paineakun purkautuessa. Tämä kuitenkin pienentää paineakun öljytilavuutta maksimipaineen pysyessä samana. Paineakun toiminta eri esitäyttöpaineilla näkyy kuvassa 21. Todellisuudessa paineakun esitäyttöpainetta rajoittaa kompressiosuhde eli järjestelmän maksimipaineen suhde esitäyttöpaineeseen. Hydraulisen akuille suhde on mäntäakuille 10:1 ja rakkoakuille 4:1 [9]. Mäntäakun esitäyttöpaineeksi valittiin 15 bar ja rakkoakun 30 bar.



Kuva 21. Tilavuus paineen funktiona eri esitäyttöpaineilla, joka on välillä 10...40 bar. Ylin käyrä on tehty 10 baarin, ja alin 40 baarin esitäyttöpaineilla.

Paineakun toiminta perustuu kaasun ja öljyn kokoonpuristuvuuden eroon. Öljy on lähes kokoonpuristumatonta, kun taas kaasu puristuu selvästi enemmän kokoon. Tämä mahdollistaa suuren hydraulisen energian varastoimisen pieneen tilaan. Kuva 22 esittää paineakun toiminnan eri tilanteissa. Tilanteessa A akku on tyhjä öljystä ja se on täytetty pelkästään kaasulla, jonka alkutilavuus on V_0 , ja esitäyttöpaine on p_0 . Tilanteessa B ollaan akun alimman käyttöpaineen tilassa, jossa nestettä on virrannut akun alaosaan puristaen yläosassa olevaa kaasua yhteen. Tällöin kaasupuolella on tilavuus V_1 ja paine p_1 . Tilanteessa C ollaan akun ylimmässä käyttöpaineessa, jossa kaasun tilavuus on V_2 ja paine p_2 . Tilavuuden muutos ΔV kuvaa akkuun varastoituteen nestetilavuuden määrää. [2]



Kuva 22. Paineakun toimintatilat [2]

4.2.7 Letkut

Järjestelmässä on mukana paineakut, joiden tilavuusvirta tulee huomioida letkujen mitoituksessa. Maksimitilavuusvirta voidaan laskea kaavalla 42, josta saadaan 155 l/min, kun maksimipaine-ero on 10 MPa. Tilanne on huonoimmillaan, kun kaikki venttiilit ovat kiinni, ja paine on järjestelmässä minimissään. Oletetaan, että paineakku purkautuu tällöin samaan aikaan kun pumppu pyörii 3 600 rpm. Tällöin tilavuusvirraksi saadaan 190 l/min ja paine-ero muuttuu minimistä painerajan asetukseen. Paine muuttuu siis hyvin nopeasti, ja sen ylärajaksi on määritelty pumpun 16 000 bar/s paineenmuutoksen rajoitus. Järjestelmän öljytilavuuden mitoitus tapahtuu tällöin virtauksen dynamiikan yhtälöllä [6]:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{B_{eff}}{V_0} \left(\sum Q - \frac{dV}{dt} \right) \quad (43)$$

jossa p on paine [Pa], B_{eff} on tehollinen puristuskerroin [Pa], V_0 on tilavuus [m^3], ΔV on tilavuuden muutos [m^3] ja Q on tilavuusvirta [m^3/s]. Tehollinen puristuskerroin saadaan laskettua seuraavalla kaavalla [6]:

$$\frac{1}{B_{eff}} = \frac{1}{B_{oil}} + \frac{V_{hose}}{V_{tot}} \frac{1}{B_{hose}} + \frac{V_{pipe}}{V_{total}} \frac{1}{B_{pipe}} \quad (44)$$

jossa B_{oil} , B_{hose} ja B_{pipe} ovat öljyn, letkun ja putkiston puristuskertoimet [Pa]. V_{hose} , V_{pipe} ja V_{tot} ovat letkun ja putken tilavuudet sekä joustava kokonaistilavuus [m^3]. Putken puristuskerroin on todella suuri verrattuna öljyn ja letkujen puristuskertoimiin, joten se voidaan jättää huomioimatta. Tällöin joustava kokonaistilavuus koostuu pelkästään letkusta. Kun käytetään tavallisia 1 500 MPa öljyn ja 400 MPa letkun puristuskertoimia, saadaan teholliseksi puristuskertoimeksi 315 MPa.

Nyt voidaan laskea vaadittu tilavuus A- ja B-puolille kaavalla 43, josta saadaan vaadituksi tilavuudeksi noin 0,55 l, kun huomioidaan venttiililohkon porauksien tilavuudet ja asetetaan tilavuuden muutos nolllaksi. Tilavuus saavutetaan 1" letkulla, joka on noin 1,1 m pitkä. Tällöin virtausnopeus ei laske liikaa tavallisessa käytössä. Letkutkaan eivät ole liian pitkät, mikä kasvattaisi painehäviöitä.

Vuotolinjojen letkut mitoitettiin virtausnopeuden mukaan. Vuotolinjan virtausnopeuden suositus on 0,5...1,5 m/s. Virtausnopeuteen perustuva putken halkaisijan mitoitus tapahtuu seuraavalla kaavalla: [6]

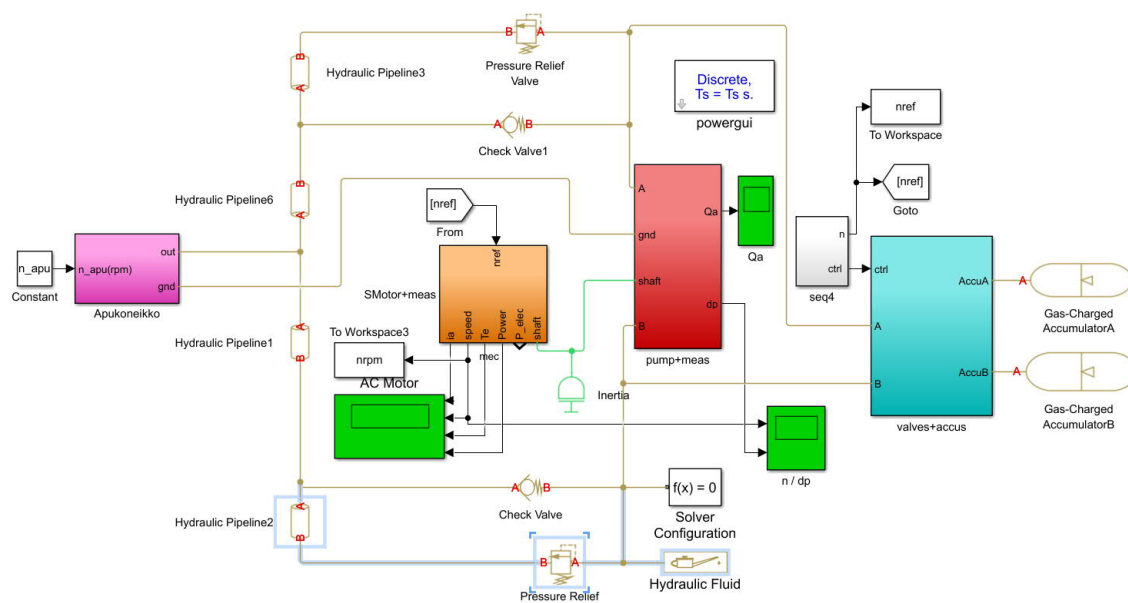
$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} \quad (45)$$

jossa Q on tilavuusvirta [m^3/s] ja v on virtausnopeus [m/s]. Pumpun maksimivuodoksi arvioitiin 0,9 hyötysuhteen perusteella 4 l/min. Tästä saadaan vuotolinjan halkaisijaksi 8 mm, joten 3/8" letku valittiin. Servoventtiilin vuotolinjaan olisi riittänyt halkaisijaltaan pienempi letku, koska servoventtiilin vuodot ovat vain 0,05 l/min 100 baarin paineella, mutta siihenkin valittiin 3/8" letku.

4.3 Testijärjestelmän mallinnus

Testijärjestelmän simulointi tapahtui MATLAB:n Simulink-ohjelmassa. Testijärjestelmän testaus alkoi mallintamalla hydrauliiikkakomponentit ja liittämällä ne toisiinsa. Paineakut olivat tässä vaiheessa vielä ideaalisia vakiopainelähteitä. Sähkömoottorin mallintaminen tapahtui myös ideaalisesti pelkkänä pyörimisnopeutena pumpun sisäänmenona. Apukoneikko jätettiin tilanteen yksinkertaistamiseksi aluksi kokonaan pois. Kun validoitiin riittävän toimivaksi, siirryttiin komponenttien tarkempaan mallintamiseen. Lopputuloksena oli hyvinkin yksityiskohtainen, mutta nopea simulointimalli, josta pystytään tarkastelemaan muuttujien arvoja komponenttitasolla asti. Lopullinen malli sisälsi kaikki todellisen järjestelmän komponentit.

Kuvassa 23 näkyy testijärjestelmän simulointimalli. Liitteessä G näkyy simulointimallin alimallien tarkemmat kuvat. Kuvassa näkyy järjestelmän isommat kokonaisuudet alimallina: apukoneikko, sähkömoottori, pumppu ja venttiililohko. Tämän lisäksi kuvassa 23 näkyy vasta- ja paineenrajoitusventtiilit, mittaussignaalit sekä paineakut. Järjestelmän sisäänmenoina on ohjaussignaalit venttiileille ja sähkömoottorin pyörimisnopeuden referenssiarvo.



Kuva 23. Testijärjestelmän simulointimalli

Malli ei ota huomioon lämpötilan vaikutusta. Lämpötilan kasvaminen vaikuttaa muun muassa sähkömoottorin, paineakkujen ja öljyn ominaisuuksiin. Malli huomio venttiilien dynamiikan, mutta mallissa ne pidetään vakioina, eikä vaihtelua oteta huomioon.

4.3.1 Hydraulikan mallinnus

Hydrauliikan mallinnus tapahtui Simulinkin Simscape-ympäristössä. Hydrauliikkaa varten Simscapessa on erikseen Fluids -kirjasto, jossa on valmiina useita hydrauliikan komponentteja. Simscapella pystyy helposti rakentamaan multi-fyysisiä systeemejä eli esimerkiksi yhdistelemään elektroniikan, mekaniikan ja hydrauliikan komponentteja keskenään suuremmaksi kokonaisuudeksi. Vaikeutena Simscapessa on kuitenkin parametrisointi, sillä kukin komponentti vaatii hyvinkin tarkat parametrit toimiakseen todellisuutta vastaavasti. Useat parametrit tuli hakea testaamalla ja iteroimalla.

Venttiililohkot '2-Way Directional Valve' ja '4-Way Directional Valve' vaativat parametreikseen maksimiavauksen pinta-alan, virtauskertoimen, kriittisen Reynoldsin numeron ja vuotoalueen pinta-alan. Muut parametrit pidettiin oletusarvoina, jonka jälkeen haettiin virtauskerroin datalehden käyrästä vastaavaksi. Paineenrajoitusventtiilille 'Pressure Relief Valve' oli tämän lisäksi painerajan asetus. Vastaventtiilille 'Check Valve' asetettiin avauspaineen arvo.

Paineakkujen 'Gas-Charged Accumulator' parametreja olivat paineakun kokonaistilavuus, minimi kaasun tilavuus, esitäyttöpaine, kaasun polytrooppivakio, nesteen alkutilavuus ja päätyjen jäykkyys sekä vaimennus. Parametreina käytettiin todellisen paineakun arvoja. Päätyjen arvot ja minimi kaasun tilavuus pidettiin oletusarvoina. Paineakun alkutilavuus saatiin johdettua Simscapen paineakku-lohkon kaavasta. Siinä annetaan haluttu nesteen alkupaine, josta alkutilavuus lasketaan seuraavalla kaavalla:

$$V_0 = V_{tot} - \left[\frac{(p_{pc} + p_A) V_{tot}^k}{p_0 + p_A} \right]^{\frac{1}{k}} \quad (46)$$

jossa V_{tot} on paineakun kokonaistilavuus [m^3], p_{pc} on esitäyttöpaine [Pa], p_A on ilmanpaine [Pa], k on kaasun polytrooppivakio [-] ja p_0 on nesteen alkupaine [Pa].

Vakio-tilavuuspumppujen 'Fixed-Displacement Pump' parametrit olivat kierrostilavuus, hyötysuhde ja erilaiset momenttiin ja dynamiikkaan vaikuttavat parametrit. Kierrostilavuudeksi asetettiin valitun pumpun kierrostilavuus ja hyötysuhde 0,9. Muut parametrit asetettiin siten, että paine-eron suuruus ei vaikuttanut momenttiin. Tämä saavutettiin asettamalla kitkamomentin ja painevahvistuksen suhteen kerroin nolllaksi.

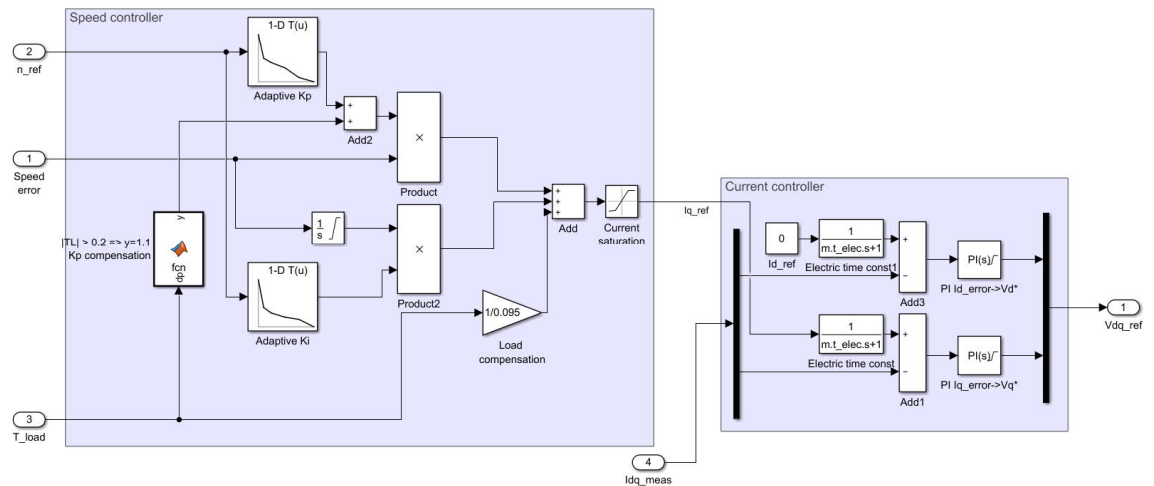
Putkien 'Hydraulic Pipeline' mitat asetettiin luvun 4.2.7 mukaisesti. Muut putkien arvot pidettiin oletusarvoina. Öljyksi 'Hydraulic Fluid' asetettiin oletusarvojen mukaan Skydrol 500B-4, jossa oli mukana ilman määrä, järjestelmän lämpötila sekä öljyn tiheys, viskositeetti ja bulkkimoduuli.

4.3.2 Kestomagneettimoottorin ja säätimen mallinnus

PMSM:n mallinnus perustuu luvussa 2.3.2 esiteltyihin kaavoihin. Tämän lisäksi malliin lisättiin sähkömekaaninen aikavakio, joka esiteltiin luvussa 2.6.1. Tämä rajoittaa nopeuden muutosnopeuden todellisuutta vastaavaksi. Jännitteen rajoituksena oli DC-linjan 40 V jännite. Virran rajoituksena oli taajuusmuuttajan maksimivirta eli 450 A. Malliin lisättiin yhtälön 36 mukaisesti lämpötilan vaikutus kelojen resistanssille ja kestomagneettien käämivuolle. Malli siis olettaa, että sähkömoottorin ominaisuudet ovat rajoittavina tekijöinä, eikä taajuusmuuttajan tai ohjaimen säätönopeus.

Simuloinneissa käytetty FOC-ohjaimen lohkodeigrammi näkyy kuvassa 24. Ohjain koostuu nopeus- ja virtasäätimestä. Nopeuden säädin tuottaa nopeuden virheestä virran I_q referenssin. Nopeussäädin sisältää adaptiivisen PI-säätimen eli säätimen parametrit muuttuvat referenssinopeuden mukaan. Proportionaalivahvistusta K_p kasvatetaan aina, kun kuormitus muuttuu. Tämän lisäksi nopeussäätimessä on kuormituksen suuruuteen verrannollinen virran I_q kompensointi.

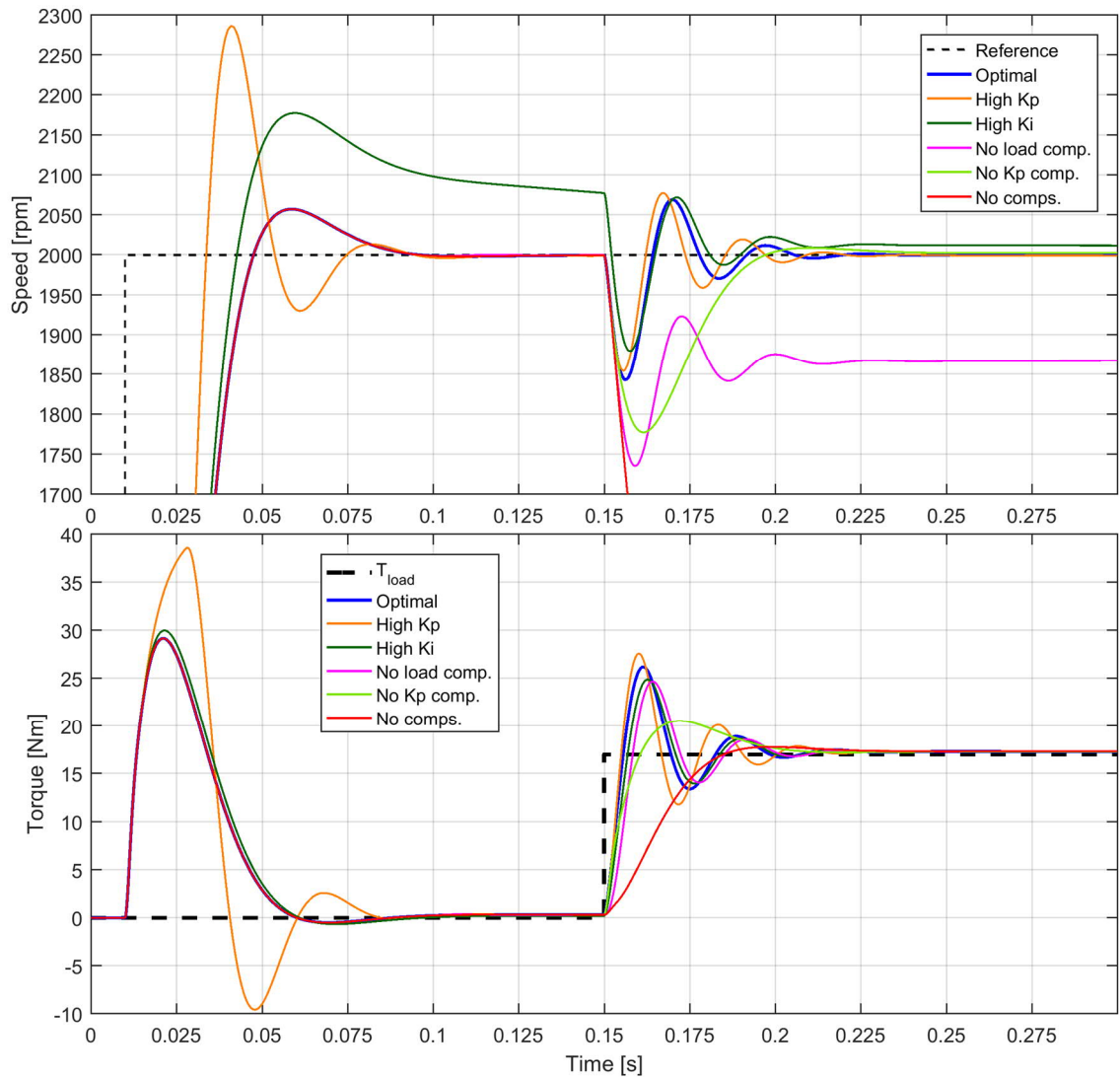
Kuvan 24 virtasäädin koostuu kahdesta yksinkertaisesta PI-säätimestä, jotka tuottavat virtojen I_d ja I_q virheistä referenssijännitteet V_d ja V_q . Koska taajuusmuuttaja oletetaan ideaaliseksi, jännitteen referenssit vastaavat staattorijännitteitä. Taajuusmuuttajan mallinnus olisi kasvattanut simulointiaikaa merkittävästi, koska sen vaihtotaajuus on 10 – 20 kHz. Tulokset olivat kuitenkin samanlaiset ideaalisella taajuusmuuttajalla. Virran I_d referenssi pidetään koko ajan nollassa eli käytetään MTPA-periaatetta. Säätimeen ei ole toteutettu kentänheikennystä. Virtojen referensseille lisättiin sähköisestä aikavakiosta johdettu siirtofunktio rajoittamaan moottorin virran muutosnopeutta, jolloin saadaan todellisuutta vastaavampi käyttäytyminen. Liitteessä H näkyy sähkömoottorin simulointimalli.



Kuva 24. FOC-säätimen simulointimalli

Kuvassa 25 vertaillaan erilaisia säätimen asetuksia. Testissä on käytetty kuvan 24 optimaalista säädintä. Muissa säätimissä on muutettu jotain optimaalisen säätimen ominaisuuksista. Testissä annetaan 10 ms kohdalla askelmainen referenssinopeuden muutos pysähdyksistä 2 000 rpm:n. 0,15 s kohdalla syötetään askelmainen 18 Nm kuormitus, joka vastaa todellisen järjestelmän suurinta mahdollista kuormitusta. Seuraavaksi on listaus kuvan 25 eri säätimistä:

- Sininen: optimaalinen säädin
- Keltainen: liian suuri proportionaalivahvistus K_p
- Tumman vihreä: liian suuri integrointivahvistus K_i
- Violetti: virran I_q kompensointi on poistettu
- Vaalean vihreä: vahvistuksen K_p kompensointi on poistettu
- Punainen: molemmat kuormituksen kompensoinnit on poistettu



Kuva 25. Moottorimallien vertailua

Kuvasta 25 huomataan nopeusreferenssin muuttuessa askelmaisesti, että nopeus saavuttaa referenssinsä ensimmäisen kerran 25...35 ms aikana ja asettuu referenssiinsä noin 80 ms aikana. Kuormituksen kompensointi ei vaikuta, kun kuormitus pysyy vakiona. Liian suuri vahvistus K_p lisää referenssin ylitystä ja värähtelyä. Liian suuri vahvistus K_i lisää myös ylitystä ja jättää vakaan tilan virheen. Kuormituksen vaikutuksesta 0,15 s kohdalla huomataan, että kuormituksen kompensointi on välttämätöntä. Tämä huomataan punaisesta viivasta, jossa säätimelle jää 600 rpm:n vakaan tilan virhe. Myöskin virran I_q kompensoinnin poistaminen aiheuttaa 130 rpm:n vakaan tilan virheen. Muut nopeusvasteet palaavat takaisin referenssiinsä kuormitetussa tilassa. Vahvistuksen K_p kompensointi pienentää kuormituksen aiheuttamaa hetkellistä virhettä.

5. SIMULOINTITULOKSET

Tässä kappaleessa käydään läpi järjestelmälle tehtyjen testien simulointitulokset. Ensimmäiseksi järjestelmää testattiin todellista työkiertoa vastaavilla nopeuksilla ja kuormituksilla. Toisena testattiin sähkömoottorin nopeuden dynamiikkaa vakiokuormamomentilla. Kolmantena testinä oli sähkömoottorin toiminta eri kuormitustilanteissa, eli kuormamomentti oli vaihtuva nopeusreferenssin ollessa vakiona. Testit tehtiin vain toiseen pyörimissuuntaan, koska järjestelmä on symmetrinen ja samat tulokset saadaan kumpaankin suuntaan ajettaessa.

Kuvissa näkyy paine-ero, sähkömoottorin nopeus ja nopeusreferenssi. Painerajaksi on asetettu 10 MPa ja nopeuden maksimiarvo on 3 600 rpm. Taulukossa 4 näkyy tärkeimmät parametrit, joita käytettiin simuloinneissa. Liitteessä I näkyy kaikki simuloinneissa käytetyt parametrit.

Taulukko 4 Sähkömoottorin parametrit

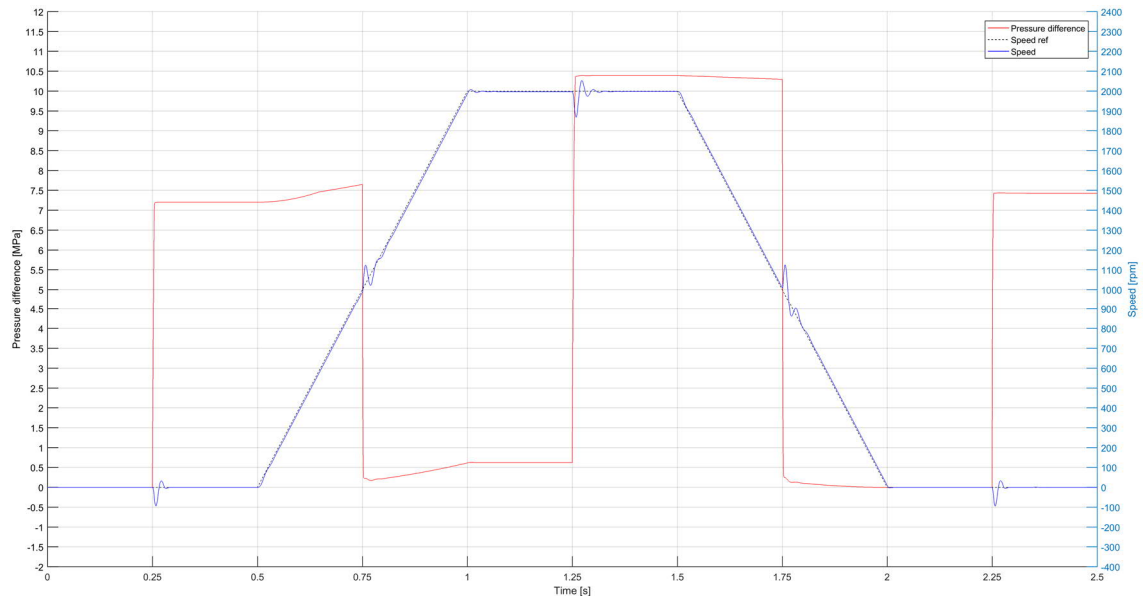
N_{\max} [rpm]	V_{\max} [V]	I_{\max} [A]	T_{\max} [Nm]	P [-]	R_s [mΩ]	$L_d=L_q$ [μH]	K_e [V/krpm]	J [kgm ²]	B [kgm ² /s]
3600	40	450	40	6	6,94	45,3	6,68	27e-4	0,01

- Paineakku: esitäyttöpaine = 10 & 30 bar, polytrooppivakio = 1,4, tilavuus = 4 l
- Pääpumppu: kierrotilavuus = 10,6 cm³/r, maksimikiihtyvyys = 14 000 rad/s²
- Apupumppu: kierrotilavuus = 40 cm³/r, vakikierrosnopeus = 1 000 rpm
- Servoventtiili: nominaalitulavuusvirta = 40 l/min, -paine-ero = 35 bar
- Logiikkaventtiili: nominaalitulavuusvirta = 27 l/min, -paine-ero = 10 bar

5.1 Tyypillinen työkierto

Tyypillisellä työkierrolla tarkoitetaan mahdollista todellisen työkoneen käyttötapaa. Moottorin mitoituksessa käytettyä kuvan 19 työkiertoa ei voitu toteuttaa, sillä painepiikkejä ei saada luotua pumpun molemmille puolille vuorotellen samalla akkujen paineistuksella. Kehitetty työkierto toteutetaan kuvan 26 mukaisesti nopeutta ensin ramppimaisesti kiihdyttäen, jonka jälkeen alkaa vakionopeuden alue ja lopuksi hidastetaan takaisin pysähdyksiin. Kuormituksen vaikutusta sähkömoottorin pyörimisnopeuteen tutkitaan tekemällä askelmaisia paine-eron muutoksia eri nopeuden hetkillä. Testi tehtiin myös samalla työkierrolla, mutta painepiikit olivat eri suuntaisia samoilla hetkillä. Nopeuden ollessa nolla, paine-ero luodaan paineakkujen paineiden erotuksesta. Testissä tuotettavien

paineiden suuruus riippuu moottorin nopeudesta. Kun sähkömoottorilla on pyörimisnopeutta, saadaan ylimääräistä tilavuusvirtaa painepuolelle, jolloin syntyy suurempi paine venttiilien ylitse.



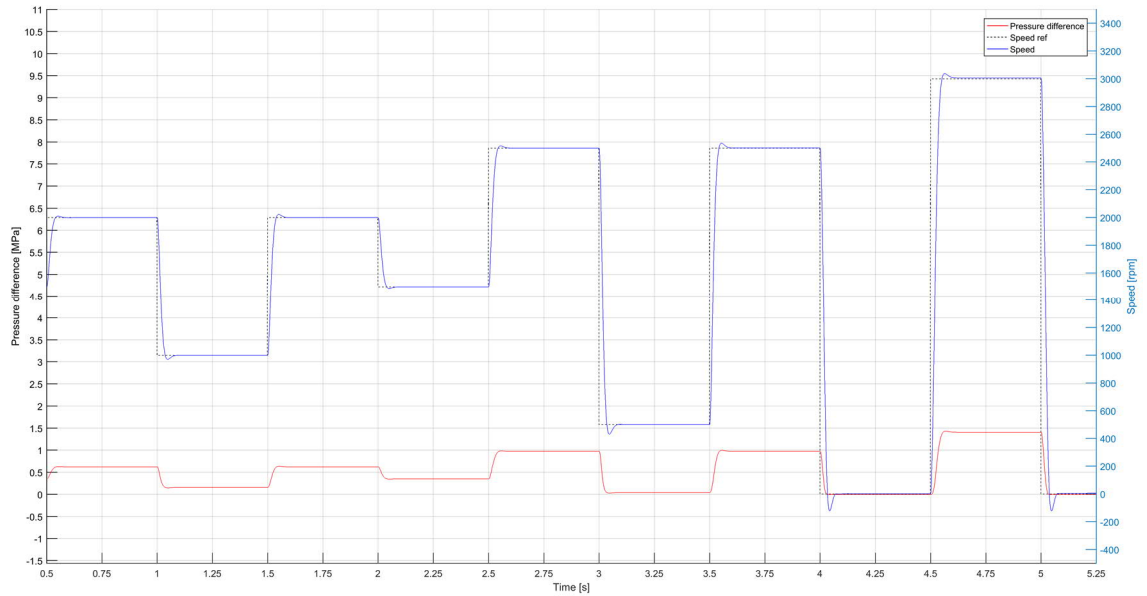
Kuva 26. Tyypillisen työkierron simulointitulokset

Kuvasta 26 huomataan 0,5 s kohdalla, että kasvava askelmainen paine-ero hidastaa hetkellisesti pyörimisnopeutta pysähdyksissä. Säädin ajaa kuitenkin nopeuden tehokkuutensa mukaan takaisin referenssiarvoonsa. Laskeva askelmainen paine-ero taas kasvattaa hieman pyörimisnopeutta. Paine-eron muutoksen vaikutus voidaan todeta myös 0,75, 1,25, 1,75 ja 2,25 s kohdilla, joissa tulee myös pieni hetkellinen virhe. Suurimmillaan se on 120 rpm 1,25 s kohdalla, josta asettumisaika on noin 60 ms. Tämä johtuu hyvästä kuormituksen kompensoinnista. Sähkömoottori seuraa todella hyvin nopeusreferenssiään koko testin ajan. Paineen suuruus vaikuttaa nopeuden hetkellisen virheen suuruuteen, mikä huomattaisiin erityisesti, jos kuormituksen kompensointia ei käytettäisiin.

5.2 Muuttuva nopeus vakiokuormituksella

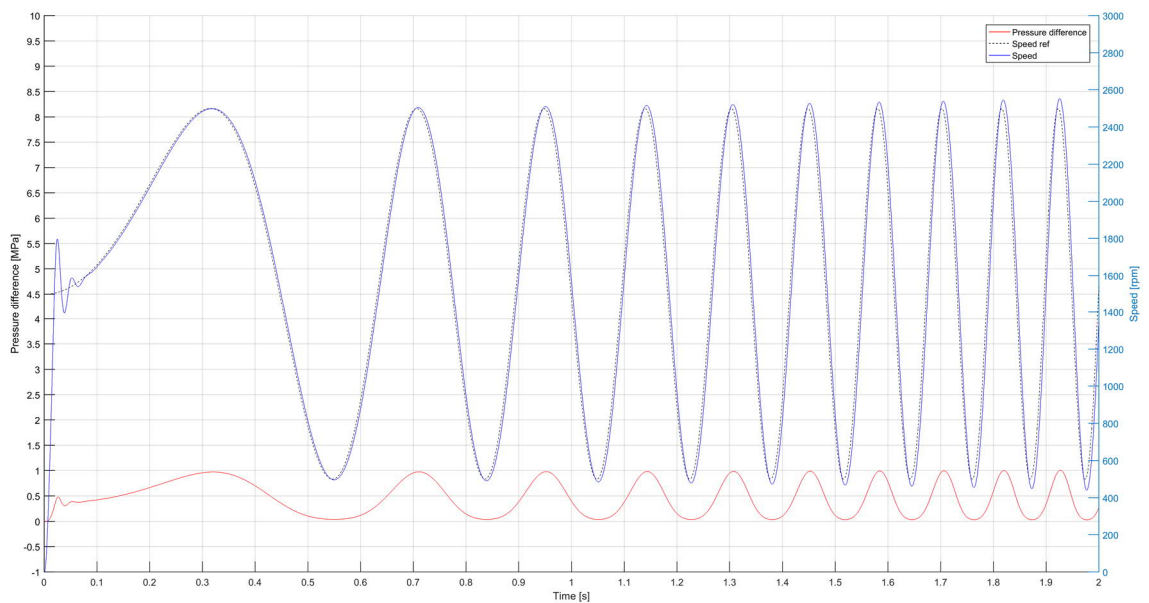
Nopeuden muutosta vakiokuormituksella tarkasteltiin kahdella testisekvenssillä. Ensimmäisenä testinä oli askelmainen nopeuden muutos. Toisena testinä testattiin sinimuotoista nopeuden muutos. Testien tarkoituksena on tarkastella säätimen suorituskkyä sekä sähkömoottorin nopeuden dynamiikkaa vakiokuormituksella.

Kuvan 27 testissä ohjataan moottoria askelmaisesti samalla ylläpitäen vakiopainetta mahdollisimman hyvin. Minimipaineen ylläpitäminen tapahtuu käyttämällä logiikkaventtiiliä. Kuten testeistä huomataan, painetta ei saada pidettyä täysin vakiona johtuen logiikkaventtiilin virtauskertoimesta. Oletuksena testissä on, että sähkömoottori pystyy seuraamaan referenssiään hyvin vakiokuormituksella.



Kuva 27. Askelmainen nopeusreferenssi vakiopaineella

Kuvan 28 testissä annetaan sähkömoottorille taajuudeltaan kasvava sinimuotoinen referenssinopeus, jonka amplitudi on 1 000 rpm ja offset 1 500 rpm. Paine pidetään mahdollisimman hyvin vakiona logiikkaventtiilillä. Tällä testillä pystytään ratkaisemaan sähkömoottorin taajuusvaste nopeuden suhteen.



Kuva 28. Sinimuotoinen nopeusreferenssi vakiopaineella

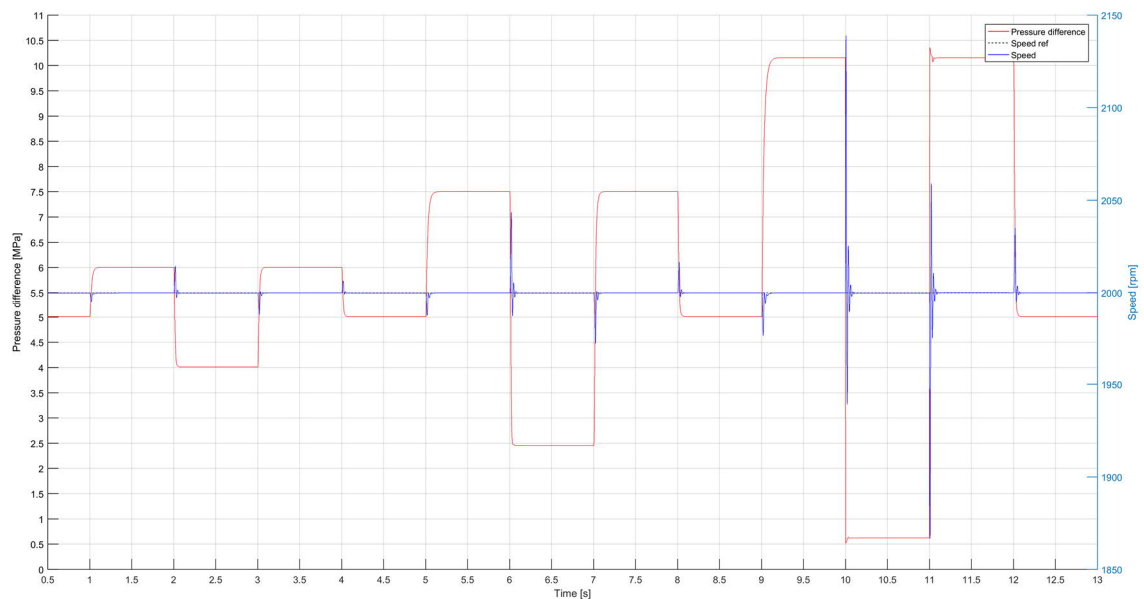
Testeistä huomataan, että sähkömoottori seuraa referenssiään todella hyvin vakiokuormituksella. Sähkömoottori pystyy seuraamaan sekä nopeita että hitaitakin muutoksia. Kuvan 27 askelvasteiden testistä huomattiin, että hetkellinen virhe riippuu nopeudesta ja nopeuden muutoksen suuruudesta, jota pystyttiin hyvin kompensoimaan adaptiivisella säätimellä.

Kuvan 28 testistä huomataan, että sähkömoottori alkaa ylittää referenssinsä muutosnopeuden kasvaessa. Tämä johtuu kuormituksen kompensoinnista, joka kasvattaa vahvistusta K_p . Ilman K_p vahvistuksen kompensointia, nopeus alkaisi jäädä jälkeen referensistään. Nopeus alkaa muistuttaa kolmioaaltoa taajuuden kasvaessa. Nopeuden amplitudi jatkaa kasvuaan 17 Hz asti, jonka jälkeen amplitudi alkaa pienentyä lähestyen nollaa. 40 Hz kohdalla nopeuden amplitudi on pudonnut 30 %:n alkuperäisestä.

5.3 Vakionopeus muuttuvalla kuormituksella

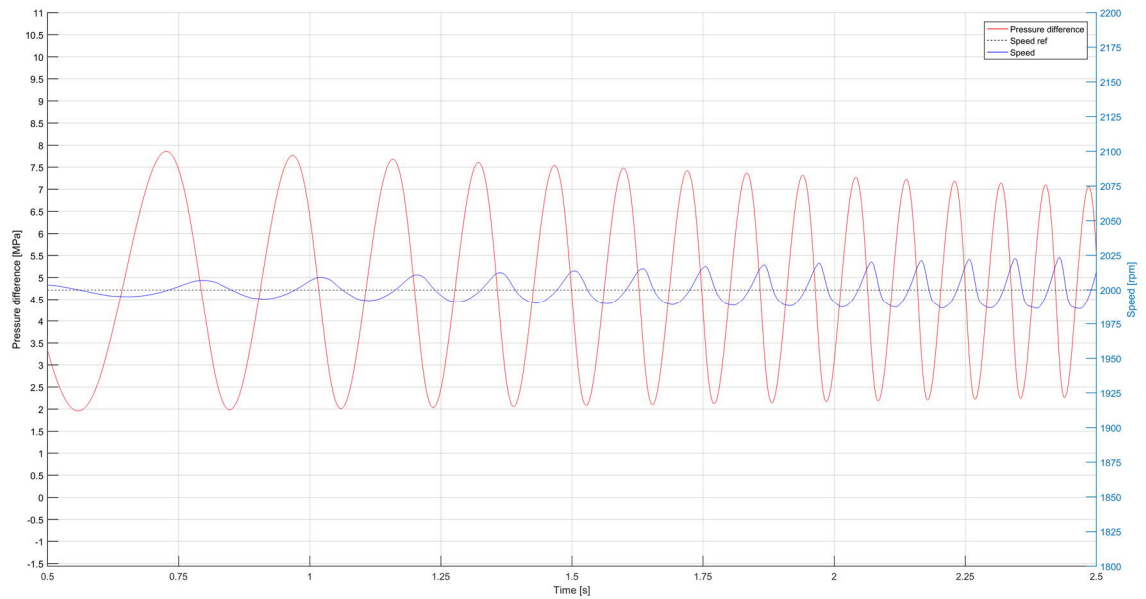
Kuormituksen muutosta vakionopeudella tarkastellaan kolmella testisekvenssillä. Ensimmäisenä on askelmainen, toisena on sinimuotoinen ja viimeisenä on negatiivinen paine-ero eli generaattorikäyttö.

Kuvan 29 testissä ajetaan sähkömoottoria 2 000 rpm vakionopeudella. Sekunnin välein tuotetaan eri suuruinen painepiikki. Paineapiikit tehdään servoventtiilin asentoa muuttamalla. Oletuksena on, että sähkömoottori nopeus seuraa referenssiään pienellä hetkellisellä virheellä.



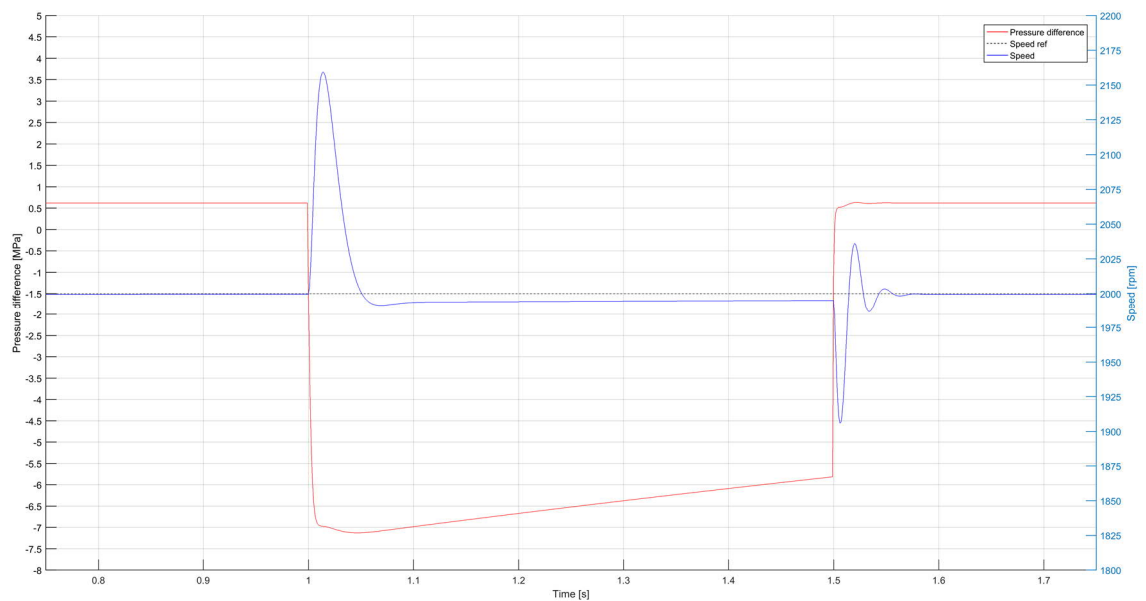
Kuva 29. Askelmainen kuormitus vakionopeudella

Kuvan 30 testissä ajetaan sähkömoottoria 2 000 rpm vakionopeudella, ja luodaan taajuudeltaan kasvava sinimuotoinen paine-eron muutos servoventtiilillä. Todellisuudessa täysin sinimuotoista servoventtiilin avausta on hankala toteuttaa venttiilin dynamiikasta johtuen, joten avaus on vain sinimuotoa jäljittelevä. Rajoituksena testissä on servoventtiilin dynamiikan nopeus, joten servoventtiilin avaus alkaa muuttua kolmioaaltomaiseksi servoventtiilin muutosnopeuden rajan ylittyessä. Tämän seurauksena paine-eron amplitudi alkaa pienentyä jatkuvasti. Oletuksena on, että sähkömoottorin nopeus muuttuu myös sinimuotoisesti, mutta vastakkaisvaiheisesti verrattuna paine-eroon. Todellisessa järjestelmässä testi testaa myös sähkömoottorin kestävyyttä nopealla paineen värähtelyllä.



Kuva 30. Sinimuotoinen kuormitus vakionopeudella

Kuvan 31 testissä pidetään nopeus vakiona ja luodaan negatiivinen paine-ero pumpun ylitse. Paine-ero saadaan aikaiseksi asettamalla pumpun imupuolen paineakku täyteen ja pumpun painepuolen paineakku tyhjäksi. Molemmat paineakut avataan samanaikaisesti, jolloin saadaan kuvan 31 mukainen painepiikki. Paine-eroa ei saada kuitenkaan pidettyä vakiona, vaan se laskee, koska imupuolen paineakku tyhjenee ja painepuolen paineakku alkaa täyttyä. Oletuksena on, että moottorin nopeus hieman kasvaa, koska paine-ero luo moottoria pyörittävän momentin. Tässä testissä pumpu toimii generaattorina ja sähkömoottori toimii kuormana. Paine-eron tuottama momentti tuottaa virran, joka ajautuu sähköakuille. Virta kulkeutuu sähköakuille vain, jos paine-eron tuottama voima ylittää moottorin pyörittämiseen tarvittava voima.



Kuva 31. Negatiivinen paine-ero eli toiminta generaattorina vakionopeudella

Testeistä huomataan, että sähkömoottori seuraa hyvin referenssiään suuremmillakin kuormitusvaihteluilla. Mitä suurempi kuormitus on, sitä suurempi hetkellinen virhe tulee nopeuteen. Kaavan 38 mukaan 10 MPa paine-ero pumpun ylitse tuottaa vain noin 17,7 Nm kuormituksen. Sähkömoottorin piikkimomentti on kuitenkin 40 Nm, joten vakionopeudella sähkömoottori kestäisi selvästi suuremmankin kuormituksen. Kiihdytys- ja jarrutustilanteissa tilanne on toinen, sillä ne lisäävät kuormitusta. Sähkömoottorin nimellismomentti on kuitenkin 25°:ssa 18,1 Nm, joten jatkuvaan käyttöön 10 MPa:n maksimi paine-ero on sopiva.

Kuvan 29 testissä todetut hetkelliset nopeuden virheet johtuvat virran muutosnopeuden rajoituksesta ja ne olivat suurimmillaan 140 rpm. Asettumisaika hetkellisestä virheestä on vain noin 80 ms. Kuvan 30 testistä huomattiin, että kuormituksen muutosnopeus vaikuttaa hetkelliseen nopeuden virheeseen. Kuitenkin suurilla muutosnopeuksilla merkittävää eroa ei enää synny. Kuvan 31 testistä huomattiin, että sähkömoottori toimii myös negatiivisellakin kuormituksella. Negatiivinen kuorma vaikuttaa samaan tapaan nopeuteen kuin positiivinen kuormituskin.

5.4 Simulointituloksien yhteenveto

Kaikista testeistä oli huomattavissa, että painepiikin suuruus ja muutosnopeus vaikuttavat hetkellisesti suoraan verrannollisesti nopeuden virheeseen. Nopeus kuitenkin palautuu referenssiarvoonsa riippuen säätäjän tehokkuudesta. Sähkömoottori pystyy lähes kaikissa tilanteissa seuraamaan referenssiään todella hyvin. Simulointimallilla todettiin myös, että kun sähkömoottorin kuormamomentti ylittää maksimimomentin, nopeus alkaa räjähdysmäisesti pudota ja mallista tulee epästabiili. Simulointimalli on täysin riippuva sähkömoottoria ohjaavasta säätimestä. Simulointituloksien perusteella sähkömoottori olisi kykenevä hydraulisiin järjestelmiin, jos sähkömoottori on rajoittavana tekijänä eikä taajuusmuuttaja tai sen säädin.

Simulointimallilla todettiin, että kuormituksen muutos vaikuttaa suhteessa enemmän tilavuusvirran tuottoon, kuin sähkömoottorin nopeuteen. Tämä johtuu siitä, että pumpun vuotojen suuruus on yleensä verrannollinen pumpun yliolevaan paine-eron suuruuteen. Tätä ei kuitenkaan huomioitu näissä simuloinneissa, vaan vuodot pidettiin vakioina, koska pumpun tarkkoja ominaisuuksia ei ollut tiedossa. Tilavuusvirran muutosta tarkastellaan todellisten mittauksien yhteydessä tilavuusvirtausmittauksien avulla.

Simuloinneista todetaan, että järjestelmällä pystytään testaamaan hyvin laajasti sähkömoottoria eri kuormitustilanteissa. Pienenä rajoituksena todettiin suurilla nopeuksilla servoventtiilin virtauskertoimen pienuus, mikä rajasi pienien paine-erojen tuottamista servoventtiilillä. Tämän olisi voinut korjata suuremmalla servoventtiilin virtauskertoimella tai lisäämällä järjestelmään logiikkaventtiili. Askelmaisten kuormitushäiriöiden toteuttaminen venttiileillä rajoittui hieman pienillä nopeuksilla. Tämä johtui siitä, että järjestel-

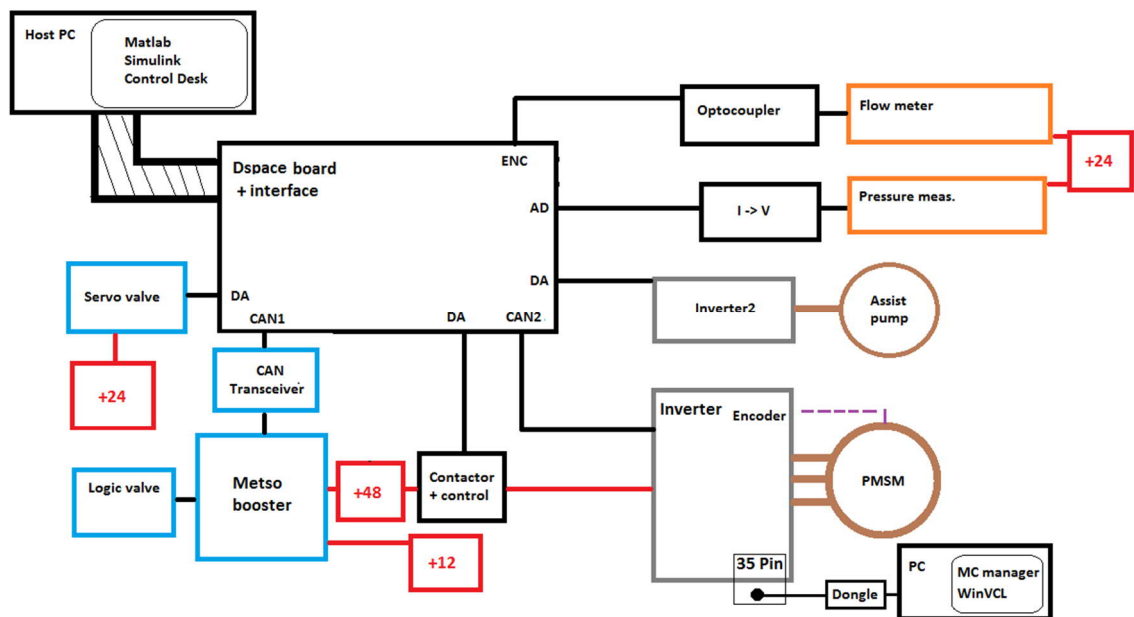
män öljytilavuutta kasvatettiin siten, ettei pumpun maksimipaineenmuutosnopeus rikkoudu. Pienillä pyörimisnopeuksilla venttiileillä toteutettu paine-ero muuttuu hitaammin, koska painetta kasvattavaa öljyä pumpataan hitaammin pumpulta. Paineakuilla kuitenkin saadaan suhteellisen hyvin luotua askelmaisia kuormitushäiriöitä.

6. MITTAUSTULOKSET JA JATKOTUTKIMUS

Tässä luvussa tarkastellaan todellisen järjestelmän lopullisen toteutuksen arkkitehtuuria ja testituloksia. Järjestelmästä kerrotaan yleisesti sen ohjaamisesta, monitoroinnista ja parametrisoinnista. Testeinä tehdään saman tyyppiset testit kuin simuloitaessa ja näiden tuloksia vertaillaan keskenään. Lopuksi pohditaan sähkömoottorin kehitystä ja mahdollisuuksia hydrauliikassa.

6.1 Järjestelmän arkkitehtuuri

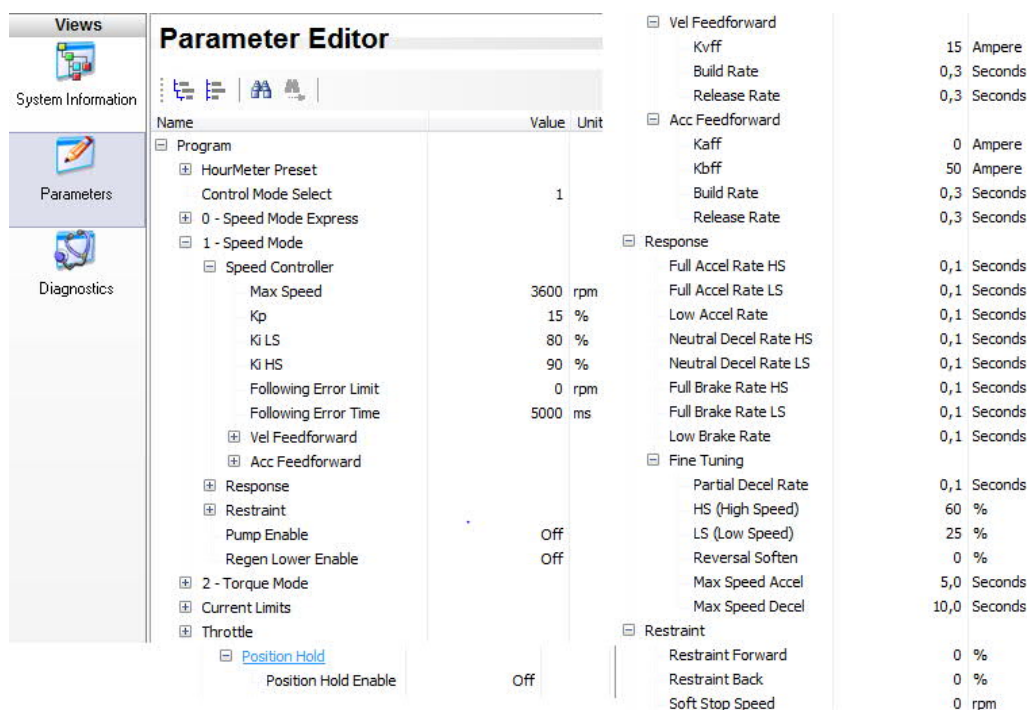
Kuvassa 32 on järjestelmän sähköliitännöiden arkkitehtuuri, joka sisältää järjestelmän monitoroinnin, ohjauksen ja mittaukset. Järjestelmän pääasiallinen käyttö tapahtuu Host PC:llä, joka on yhdistettynä Dspaceen, jolla pyörii Simulink-malli. Sillä määritellään täysin, mitä Dspaceen sisällä tapahtuu ja mitä liitännöitä ohjataan.



Kuva 32. Sähköliitännöiden arkkitehtuuri

Dspaceen on liitetty kaksi CAN-väylää. Ensimmäisellä ohjataan Metso Boosteria, joka ohjaa logiikkaventtiileitä. Metso Boosterin ideana on avata logiikkaventtiilit mahdollisimman nopeasti ja tehokkaasti syöttämällä avaushetkellä hetkellisesti 48 V jännite, jolloin virtaa kulkee enemmän ja siten venttiilin kela tuottaa suuremman voiman. ”Boostaus”-vaiheen jälkeen jännite lasketaan 12 volttiin, jonka kela kestää jatkuvasti ollessaan vakaassa tilassa. Metso Boosteri vaatii CAN-lähetin-vastaanottimen toimiakseen Dspaceen kanssa.

Toisella CAN-väylällä toteutetaan kommunikaatio sähkömoottorin ja Dspacen välillä. Sen avulla voidaan muuttaa sähkömoottorin parametreja, lukea mittausrvoja sekä ohjata moottoria. CAN-väylän asetukset määritellään VCL-kielisellä koodilla, joka käännetään WinVCL –ohjelmistolla taajuusmuuttajalle. Yksinkertaisempi tapa parametrien muuttamiseen on käyttää Parkerin omaa MC Configuration Manager –ohjelmaa. Sillä pystytään myös monitoroimaan mittaustietoja, mutta niiden kirjaaminen onnistuu nopeimmillaan 100 ms välein, joka ei ole riittävän tarkka näihin testeihin. Tämän vuoksi käytetään CAN-väylän mittaustietoja. Kuvassa 33 näkyy Parkerin käyttöliittymä.



Kuva 33. MC Configuration Managerin käyttöliittymä

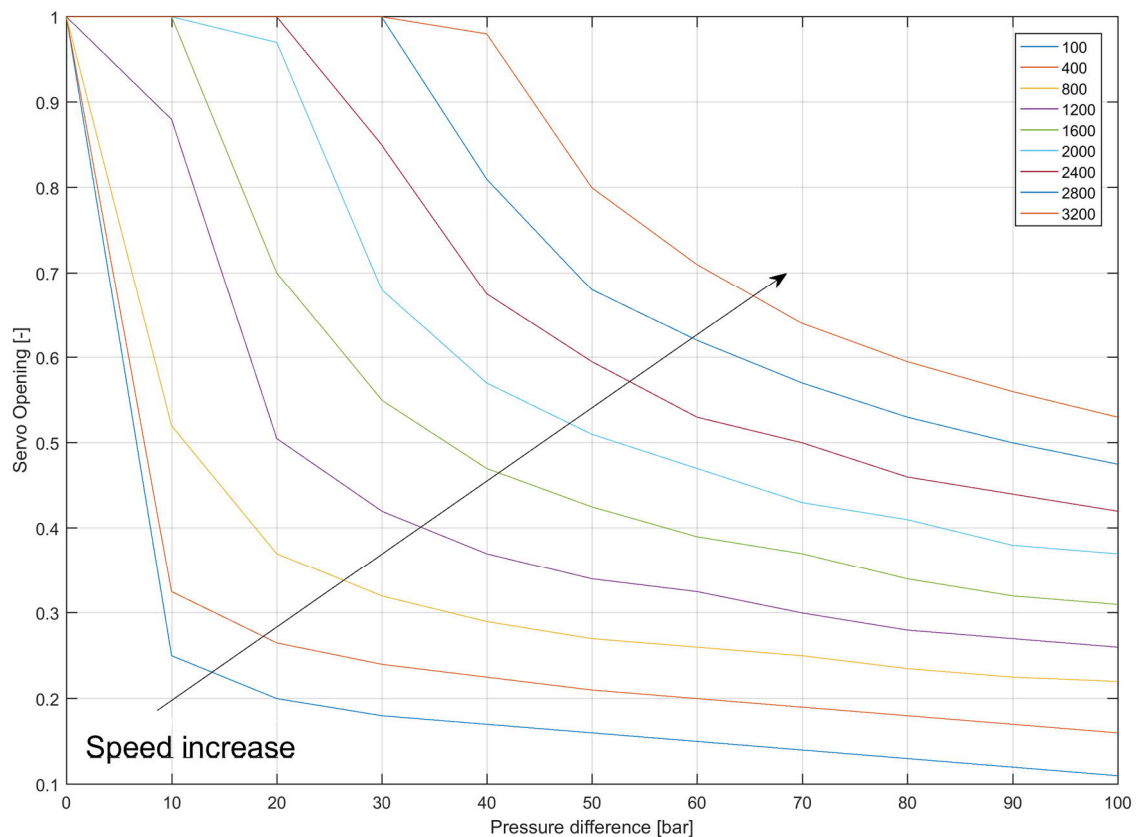
Servoventtiilin, apupumpun taajuusmuuttajan ja 48 V kontaktorin ohjaus tapahtuu jänniteohjauksella. Koska Dspacesta saadaan vain 10 V jännite ulos, tarvitsee sitä vahvistaa kontaktorin ohjaukseen. Tämä tapahtuu 48 V releellä, jonka ohjausjännite on 12 V. Riittävä releen ohjausjännite ja -virta saadaan aikaan yksinkertaisella transistorilla toteutetulla jännitevahvistimella. Servoventtiilin ja apupumpun taajuusmuuttajan käyttö vaatii ainoastaan avaukseen ja nopeuteen verrannollisen ohjausjännitteen toimiakseen. Paineanturit perustuvat virtamittauksiin, jotka muutetaan jännitteeksi Dspacelle. Tilavuusvirran mittaukset tapahtuvat Dspacen enkooderi-lohkolla, joka vaatii optoerottimen toimiakseen.

6.2 Järjestelmän mittaustulokset

Tässä kappaleessa esitellään toteutetut testit, jotka ovat saman tyyppiset kuin simulointimallilla tehdyt testit. Paine-ero kuvaa pumpun yli olevaa paine-eroa. Nopeuden referenssi

on Dspacelta syötetyn ohjaussignaalin arvo. Nopeutta on mitattu lähettämällä taajuusmuuttajalta CAN-väylän avulla mittaussignaalin arvo. CAN-väylä lähettää tietoa 6 ms välein, joten tästä syntyy pieni viive mittaukseen. Kaikki testit on tehty samoilla säätimen asetuksilla, jotka näkyvät luvun 6.1 kuvassa MC. Taajuusmuuttajalla käytetään nopeusohjausta eli sille syötetään ohjauksena haluttua nopeutta.

Testeissä hyödynnettävälle servoventtiilille tuli tehdä ohjain, joka tuottaa todellisesta nopeudesta ja halutusta paine-erosta servoventtiilin ohjauksen. Tätä hyödynnettiin halutun paine-eron tuottamisessa. Kuvassa 34 on eri nopeuksilla mitattuja paine-eroja, ja niitä vastaavia servoventtiilin ohjauksia. Käyrästä muodostettiin kokeellisilla mittauksilla, joilla selvitettiin servoventtiilin läpäisy tietyllä paine-erolla. Mittaukset tehtiin 10 baarin hyppäyksin jokaiselle 400 rpm:n väliselle nopeudelle sekä 100 rpm nopeudella. Säädin hyödyntää interpolaatiota kaikkien näiden välissä olevien avauksien laskemiseksi. Säädin toimi hyvin useimmissa toimintapisteissä.

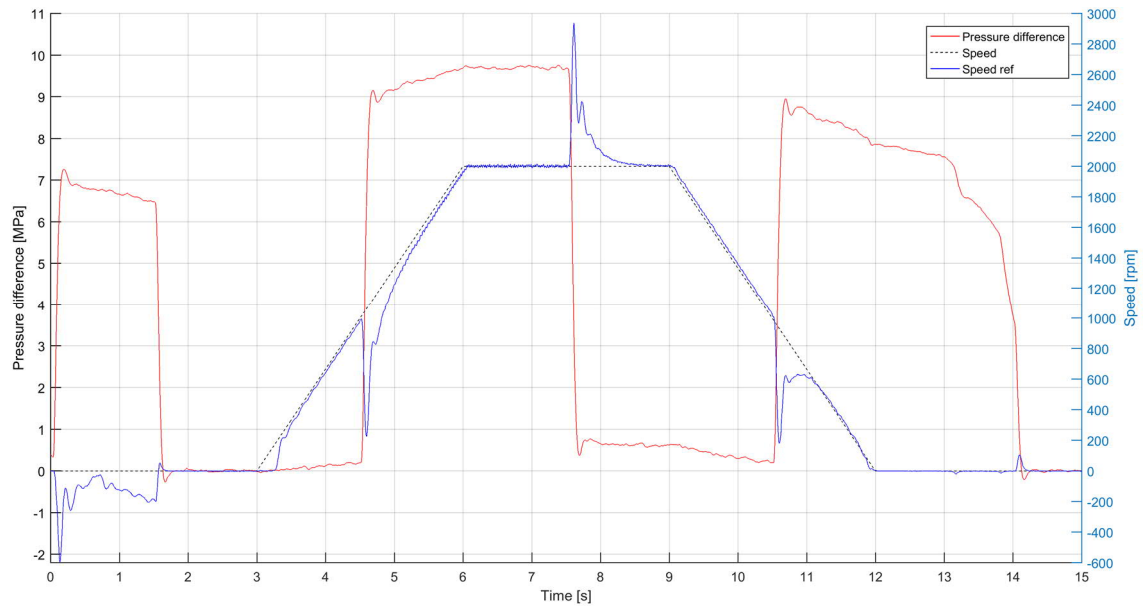


Kuva 34. Servoventtiilin avaus paineen funktiona eri nopeuksilla

6.2.1 Tyypillinen työkierto

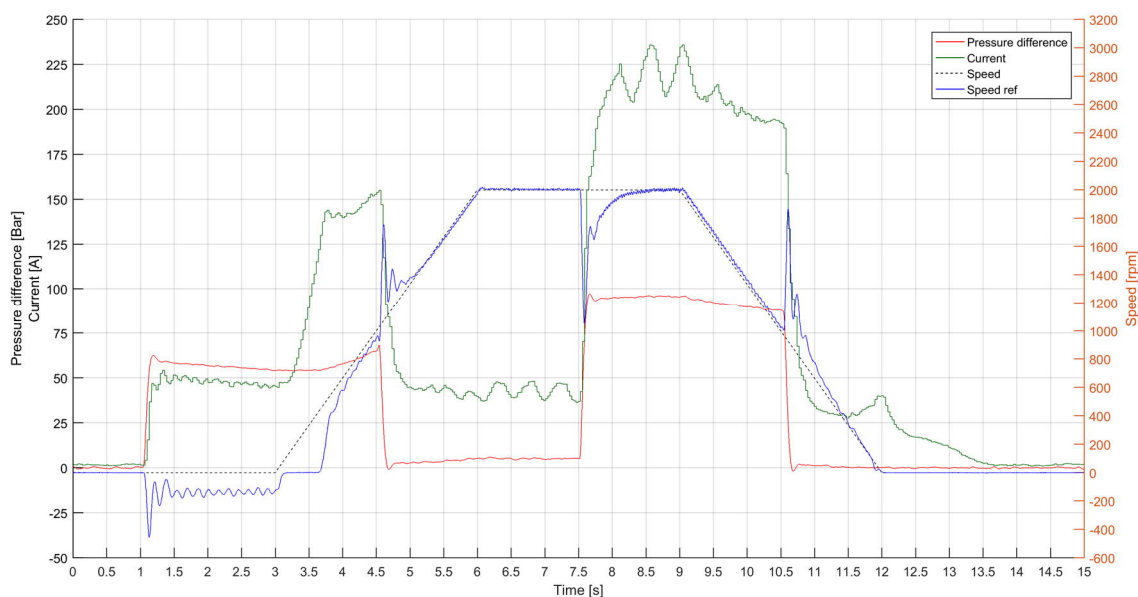
Kuvissa 35 ja 36 testataan sähkömoottoria saman tyyppisillä testeillä kuin simuloinneissa kappaleessa 5.1. Tarkoituksena on testata sähkömoottoria tyypillistä työkiertoa jäljittelevässä tilanteessa, jossa tapahtuu suuria paine-eron muutoksia lähes askelmaisesti. Testeissä on sama nopeuden referenssi, mutta paineipiikit tapahtuvat vastakkaisvaiheisesti.

Kuvan 35 testissä näkyy myös virtakäyrä, josta nähdään paremmin säätimen käyttäytyminen eri tilanteissa.



Kuva 35. Tyypillinen työkierto 1

Kuvassa 35 hetkellä 0 s tehdään järjestelmään painepiikki paineakkujen avulla nopeuden ollessa nolla. Tämän seurauksena nopeus putoaa vastakkaiseen suuntaan arvoon 400 rpm, jonka jälkeen se jää heilumaan -150 rpm ympärille. Nopeus palautuu referenssiinsä vasta kun paine-ero menee nollaan. Kuormituksen muutoksen vaikutus nähdään myös hetkillä 4,5, 7,5 ja 10,5 s, joissa nopeus kuitenkin palautuu referenssiinsä. Nopeuden hetkellinen virhe on jopa 900 rpm, josta asettumisaika on lähes sekunti. Hetkellä 3 s referenssi alkaa kasvaa ramppimaisesti. Nopeus ei kuitenkaan seuraa referenssiään heti, vaan se saa riittävän kuormituksen ylittävän virran tuotettua vasta 0,25 s viiveellä. Referenssin ollessa nollassa välillä 12...15 s, säädin saa ylläpidettyä nopeuden referenssissään. 14 s kohdalla on kuitenkin hyvin pieni nopeuden hetkellinen virhe suuremman kuormituksen muutoksen yhteydessä. Tämä on hieman ristiriidassa alun 0...1,5 s välin kanssa, jolloin säädin ei saanut pidettyä nopeutta nollassa kuormitettuna. Tämä johtunee siitä, että testin alussa virta on ollut nollassa, kun taas 12 s kohdalla virtaa oli jo valmiina selvästi enemmän, jolloin säädin toimii paremmin.



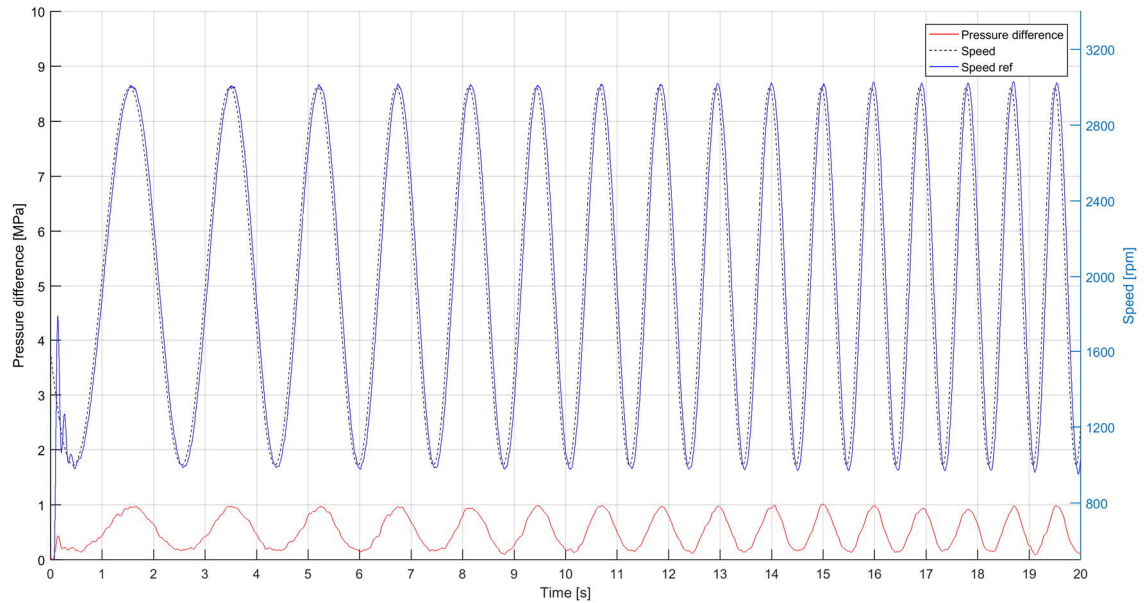
Kuva 36. Tyypillinen työkierto 2

Kuvan 36 testissä 1...3 s välillä nopeus ei pysy referenssissään nolasta eroavalla vakio-paine-erolla. Säädin toimii siis huonosti referenssin ollessa nolla kuormituksen alaisena. Ensimmäisenä erona on selvästi hitaampi liikkeellelähtö 3 s kohdalla, koska tällöin kuormitus on selvästi suurempi kuin nolla. Viivettä on tällöin lähes 0,75 s. Vertailemalla 4,5 ja 10,5 s nopeudenmuutoksia, huomataan että nopeus muuttuu 10,5 s kohdalla enemmän. Tämä johtuu siitä, että silloin tapahtuu suurempi painepiikki.

Kuvan 36 virtakäyrästä huomataan 1...3 s välillä, että se tasoittuu noin 50 A tasolle eli sille jää vakaan tilan virhettä. Tästä voidaan päätellä, että pysähdyksissä virran integrointivirhe on pieni, jonka kasvattaminen voisi kompensoida tämän virheen. Liikkeellelähdyksessä huomataan, että virta kasvaa hitaalla rampilla tarvittavaan virtatasoonsa. Kun verrataan 3 ja 7,5 s kohtia, huomataan että 7,5 s kohdalla virta kasvaa selvästi nopeammin. Säädin ei siis käytä täyttä potentiaaliaan liikkeellelähdyksessä. Referenssin mennessä pysähdyksiin 12 s kohdalla huomataan, että säädin kompensoi pysähdystä kasvattamalla virtaa, jolloin referenssin alitusta ei tapahdu. Tämän jälkeen virta ei kuitenkaan mene suoraan noltaan, vaan se laskee hitaasti ja ramppimaisesti.

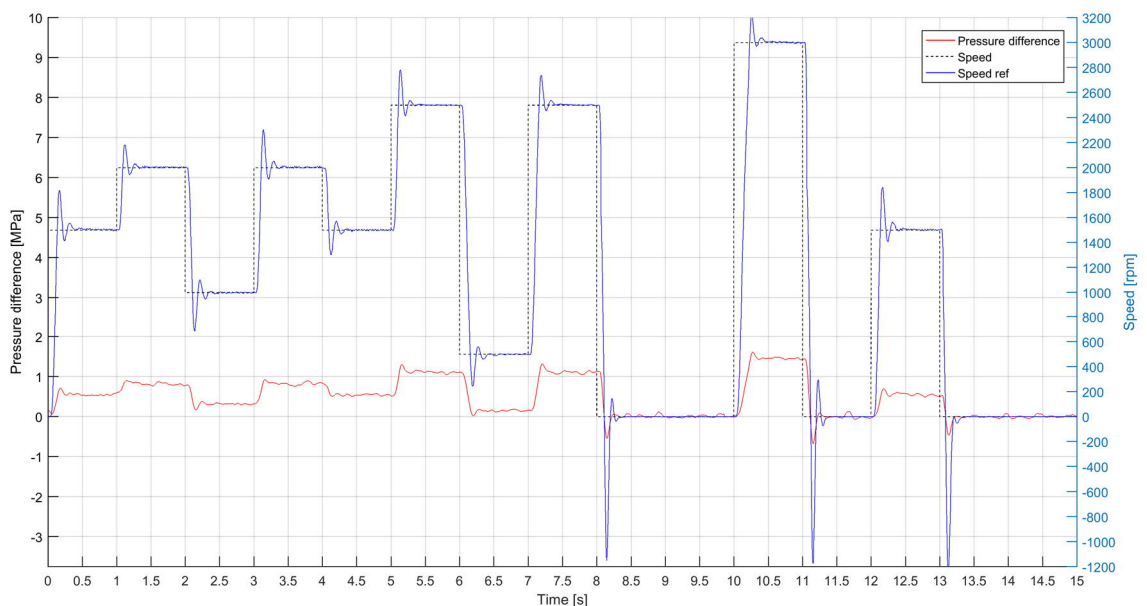
6.2.2 Muuttuva nopeus vakiokuormituksella

Sähkömoottorin nopeuden muutosta vakiokuormituksella tarkastellaan samaan tapaan kuin kappaleessa 5.2. Ensimmäisenä testinä on kuvassa 37 sinimuotoinen nopeuden muutos mahdollisimman pienellä paine-erolla, jolloin virtaus ohjataan logiikkaventtiilin läpi. Testissä sinimuotoinen nopeuden referenssi on taajuudeltaan lineaarisesti kasvava ja se vaihtelee 1 000 ja 3 000 rpm välillä. Toisessa testissä tehdään askelmaisia nopeuden muutoksia kuvassa 38. Kuten testeistä huomataan, paine-ero ei pysy täysin vakiona, vaan kasvaa nopeuden kasvaessa kaavan 42 mukaan.



Kuva 37. Sinimuotoinen nopeusreferenssin muutos vakiokuormalla

Kuvan 37 testissä huomataan, että paine-eron ollessa suhteellisen vakio, sähkömoottori seuraa hyvin referenssiään. Referenssinopeuden taajuuden kasvaessa nopeus alkaa kuitenkin jäädä vähän enemmän jälkeen. Nopeus myös alkaa alittaa sekä ylittää referenssinä huipuissa. Nämä poikkeavuudet kasvavat nopeuden taajuuden kasvaessa. Tämä johtuu pääasiassa säätimen hitaudesta sekä osittain CAN-väylän viiveestä. Kuuden hertsin kohdalla nopeuden referenssi kasvaa kuitenkin niin suureksi, että säätimestä tulee epästabiili, josta seuraa virran ylikuormitus ja sähkömoottori ajetaan pysähdyksiin. Tämä on selvästi pienempi taajuus kuin simuloinnissa, jossa vasta 14 Hz kohdalla alkoi tapahtua muutosta.



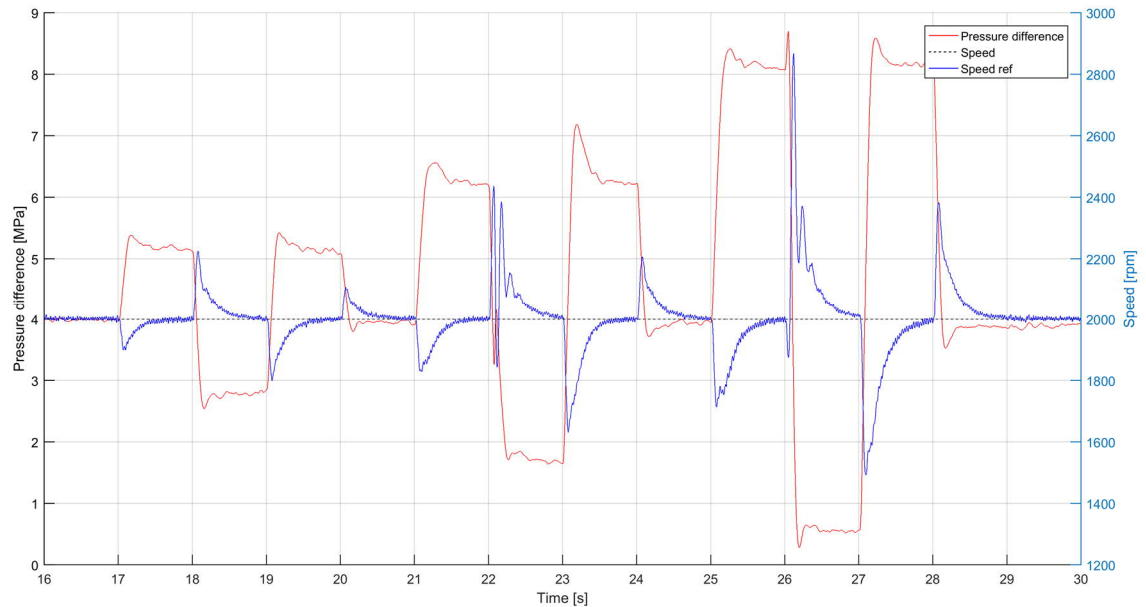
Kuva 38. Askelmainen nopeusreferenssin muutos vakiokuormalla

Kuvan 38 testissä huomataan, että nopeuden ylitys ja alitus riippuvat nopeuden muutoksen suuruudesta ja halutusta nopeudesta. Ylitys ja alitus ovat lähes yhtä suuria nopeuden kasvaessa tai laskiessa saman verran. Ajettaessa moottori nolleen, hetkellinen alitus on suurimmillaan jopa 1 200 rpm. Tässä testissä säätöparametreilla oli selviä vaikutuksia. Jo pienilläkin muutoksilla oltaisiin saatu vähemmän nopeuden värähtelyä ja referenssin ylitystä tai alitusta. Tämä olisi kuitenkin vaikuttanut kuormituksen muutoksen vaikutuksiin negatiivisesti muissa testeissä. Näillä parametreilla nopeuden askelvasteen ylitys on noin 200...300 rpm ja nousuaika on noin 100...150 ms riippuen askeleen suuruudesta. Nopeuden asettumisaika on 200...400 ms riippuen toimintapisteestä ja askeleen suuruudesta. Verrattaessa tämän testin tuloksia kuvien 35 ja 36 ramppimaisiin testeihin huomataan, että askelmaisella referenssillä virta ja siten nopeus kasvavat selvästi nopeammin ja jyrkemmin.

6.2.3 Vakionopeus muuttuvalla kuormituksella

Tässä luvussa tarkastellaan paineen vaikutusta sähkömoottorin nopeuteen luvun 5.3 testien tapaan. Ensimmäisessä testissä (kuva 39) nähdään askelmaisia paine-eron muutoksia vakionopeudella. Toisessa testissä (kuva 40) nähdään sinimuotoinen paine-eron muutos. Viimeisessä testissä nähdään (kuva 41) negatiivisen paine-eron vaikutus sähkömoottorin nopeuteen.

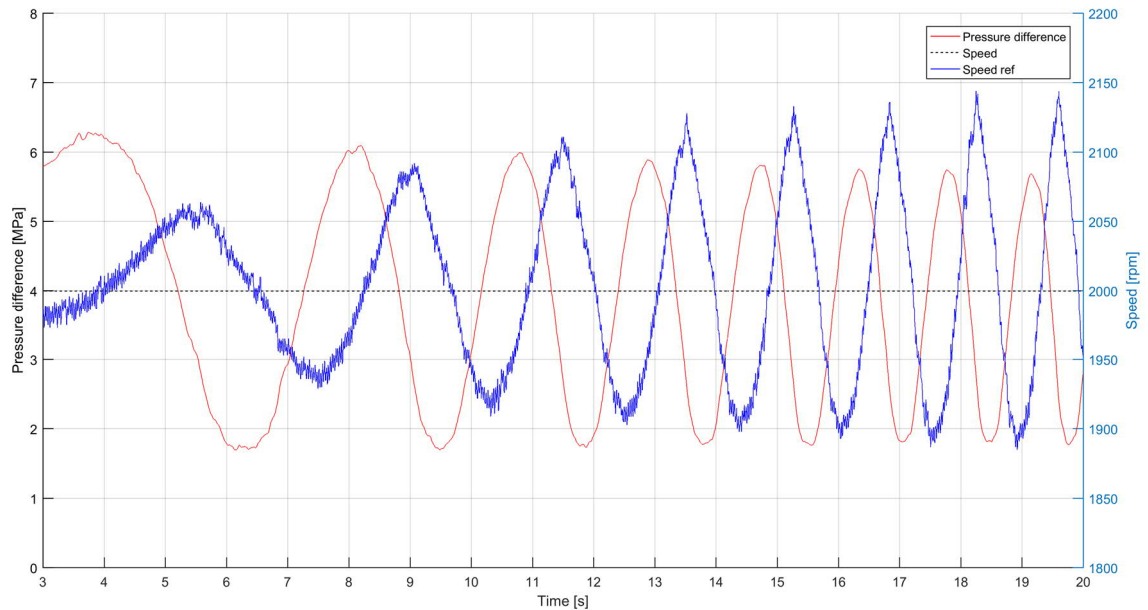
Kuvan 39 testistä näkyy vain nopeuden 2 000 rpm alue selkeyttämisen vuoksi. Testi tehtiin myös muilla nopeuksilla, mutta käyttäytyminen oli saman tyyppistä kaikilla nopeuksilla. Paine-eron muutokset on pyritty tekemään askelmaisesti sekunnin välein, mutta hydraulisesti kapasitanssista johtuen se kasvaa hieman ramppimaisesti. Kuvan 39 testissä erisuuruisia paine-eroja tuotetaan kohdasta 17 s eteenpäin sekunnin välein, ja painepiikin suurus kasvaa aina neljän sekunnin välein.



Kuva 39. Askelmainen kuormituksen muutos vakionopeusreferenssillä

Kuvasta 39 huomataan, että paine-eron muutoksella on merkittävä vaikutus sähkömoottorin nopeuteen. Paine-eron muutoksen suuruus on suoraan verrannollinen nopeuden virheeseen. Noin 25 baarin muutos tekee 200 rpm:n hetkellisen virheen. Noin 80 baarin muutos yli 800 rpm:n hetkellisen virheen. Kuten testeistä 35 ja 36 huomattiin, paine-eron muutoksen suunnalla on merkitystä nopeuteen, eikä siten virhekään ole symmetrinen. Etenkin 26 ja 27 s painepiikeistä huomataan, että laskevalla paine-eron muutoksella nopeus värähtelee enemmän ja hetkellinen virhe on suurempi. Testistä huomataan, että jo pienikin paine-eron muutos aiheuttaa virhettä nopeuteen. Hetkellä 22 s on selvästi suurempi värähtely, joka johtuu huonosta painesäätimen toiminnasta tässä toimintapisteessä.

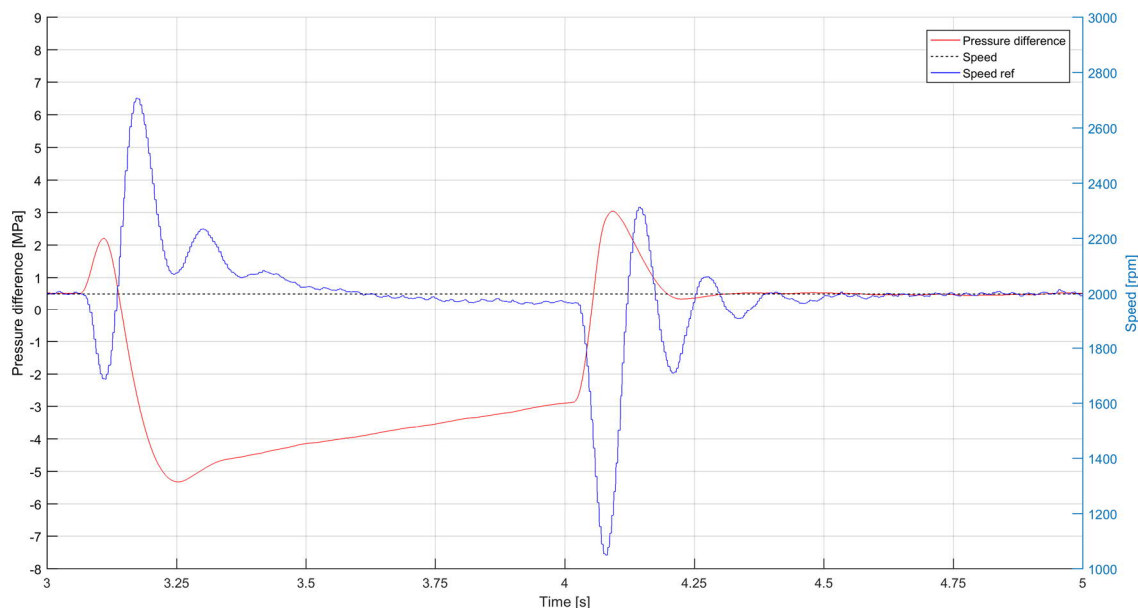
Kuvan 39 testissä on taajuudeltaan kasvava sinimuotoa jäljittelevä paine-eron muutos noin 18...58 baarin välillä. Paine-eroa ei saada aivan sinimuotoiseksi, koska painesäädin toimii approksimaatiolla.



Kuva 40. Sinimuotoinen kuormituksen muutos vakionopeusreferenssillä

Testistä huomataan, että paine-eron muuttuessa sinimuotoisesti, myös nopeus muuttuu sinimuotoisesti. Nopeus kuitenkin muuttuu myöhässä noin 90° vaihe-erolla. Tämä johtuu säätimen hitaudesta paine-eron kompensoinnissa. Tämä on myös syynä siihen, että nopeuden amplitudi on suurempi kuin simuloinneissa, joissa vaihe-ero oli selvästi pienempi. Kun vertaillaan paine-eron käyrää nopeuteen, voidaan huomata, että paine-eron muutosnopeus on suoraan verrannollinen nopeuden virheeseen. Tämä nähdään siitä, että paine-eron amplitudi pysyy taajuuden kasvaessa lähes samana, mutta nopeuden amplitudi kasvaa hieman. Nopeuden vaste saturoituu värähtelemään 1 850 ja 2 150 rpm välille taajuuden tästä kasvaessa, kunnes servoventtiili ei pysy enää referenssissään. Taajuuden kasvaessa tätä suuremmaksi paine-eron amplitudi pienenee ramppimaisesti, koska servoventtiilin muutosnopeus ei ole riittävä. Tämän seurauksena nopeuden amplitudi pienenee tasaisesti.

Kuvan 41 testissä tehdään negatiivinen paine-ero pumpun ylitse paineakkujen avulla. Pieni positiivinen painepiikki 3,15 s kohdalla johtuu paineakkujen eriaikaisesta avautumisesta ja järjestelmän dynamiikasta.



Kuva 41. Negatiivinen paine-ero vakionopeusreferenssillä

Kuvasta 41 huomataan 3,15...3,25 s välillä, että säädin toimii paine-eron muuttuessa samaan tapaan sekä positiivisella että negatiivisella paineella. Tässäkin paine-eron laskiessa nopeus ylittää referenssinsä. Pumppu pyörittää negatiivisen paine-eronsa vuoksi sähkömoottoria positiiviseen suuntaan, pienentäen siten sähkömoottorin tarvitsemaa virtaa. Jos negatiivinen paine-ero tuottaisi sähkömoottorin pyörittämiseen tarvittavaa momenttia suuremman momentin, toimisi pumppu generaattorina pyörittäen sähkömoottoria, joka tuottaisi lataavan virran akustolle taajuusmuuttajan kautta.

6.2.4 Mittaustulosten yhteenveto ja analysointi

Mittaustuloksista voidaan tehdä johtopäätös, että sähkömoottori nykyisellä säätimellä ei ole riittävän suorituskykyinen vaativan hydraulisen järjestelmän dynaamisiin olosuhteisiin. Pahimmillaan kuvan 35 testissä tapahtui jopa 1 000 rpm:n nopeuden nytkähdys askelmaisella kuormituksella, josta palautuminen vei melkein sekunnin. Paineen muutoksia sisältäviin testeihin perustuen todettiin, että säädin ajaa liian hitaasti ja liian vähän virtaa kompensoimaan paine-erosta aiheutuvaa kuormituksen muutosta ja siten kompensoimaan nopeuden virhettä. Paine-eron muutosnopeuden ja muutoksen suuruuden todettiin olevan suoraan verrannollisia nopeuden virheeseen. Negatiivisen paine-eron vaikutus sähkömoottoriin oli samanlaista kuin positiivisen paine-eron vaikutus. Pienenevä askelmainen kuormitus aiheutti enemmän värähtelyä nopeudessa kuin kasvava askelmainen kuormitus. Testeissä jouduttiin käyttämään säätimen hitaampaa laskenta-algoritmia, koska nopeamman algoritmin käyttö heikensi sähkömoottorin toimintaa vastakkaiseen suuntaan merkittävästi. Vaatimuksena sähkömoottorille oli toiminta molempiin pyörimissuuntiin. Nopean algoritmin käyttö ei kuitenkaan johtanut merkittävästi parempiin tuloksiin.

Vakiopaine-eron testeistä todettiin, että säädin toimii suhteellisen hyvin. Säätimen parametreja muuttamalla saataisiin vielä parempi nopeusvaste vakiopaineella. Parametrien muutoksella värähtely saatiin hyvin pieneksi vakiopaineella ja asettumisaika oli noin 200 ms tai sen alle. Sädin kykenee nopeisiinkin nopeuden muutoksiin, mikä todettiin kuvan 37 sinimuotoisen nopeusreferenssin testissä. Eräs huomio erityisesti kuvan 38 testistä oli, että säädin toimi eri lailla toistettaessa koetta. Tämä huomattiin siitä, että nopeuden askelvaste tasoittui referenssiinsä välillä hieman eri lailla etenkin pysähdyksiin ajettaessa. Säätimen todettiin toimivan parhaiten askelmaisella referenssillä, kun taas hitaalla ramppimaisella referenssillä virran muutosnopeus oli hidasta. Tästä tehtiin johtopäätös, että virran muodostus riippuu voimakkaammin referenssinopeudesta kuin kuormituksesta tai nopeuden virheestä. Säätimessä ei siis luultavasti ole kunnollista kuormituksen kompensointia, eikä riittävän suurta proportionaalivahvistusta pienillä nopeuksilla.

Säätimen toiminnan nollanopeudella todettiin riippuvan muutoshetken virran suuruudesta. Jos virta oli lähes nollassa, säädin ei saanut pidettyä nopeutta nollassa, kun kuormitus muuttui. Jos taas virta oli selvästi nolaa suurempi, säädin sai pidettyä suhteellisen hyvin nopeuden nollassa tilanteessa, jossa nopeus ajettiin nolnaan tai tehtiin kuormituksen muutos. Kun referenssinopeus ajettiin nolnaan, virta ei mennyt välittömästi nolnaan, vaan se pienentyi ramppimaisesti lähelle nolaa. Säätimen toiminta oli lähes symmetristä ajettaessa molempiin suuntiin.

Verrattaessa simulointi- ja mittaustuloksia keskenään huomataan, että simulointitulokset ennustivat selvästi parempia tuloksia. Erot johtuvat pääasiassa siitä, että simulointimalissa on lähes optimaalinen säädin ja rajoittavana tekijänä toimivat sähkömoottorin todelliset ominaisuudet. Simuloitaessa myös mittausarvot ovat ideaaliset, joten värähtelyä ja mittausvirhettä ei esiinny.

6.3 Järjestelmän kehitys ja jatkotutkimus

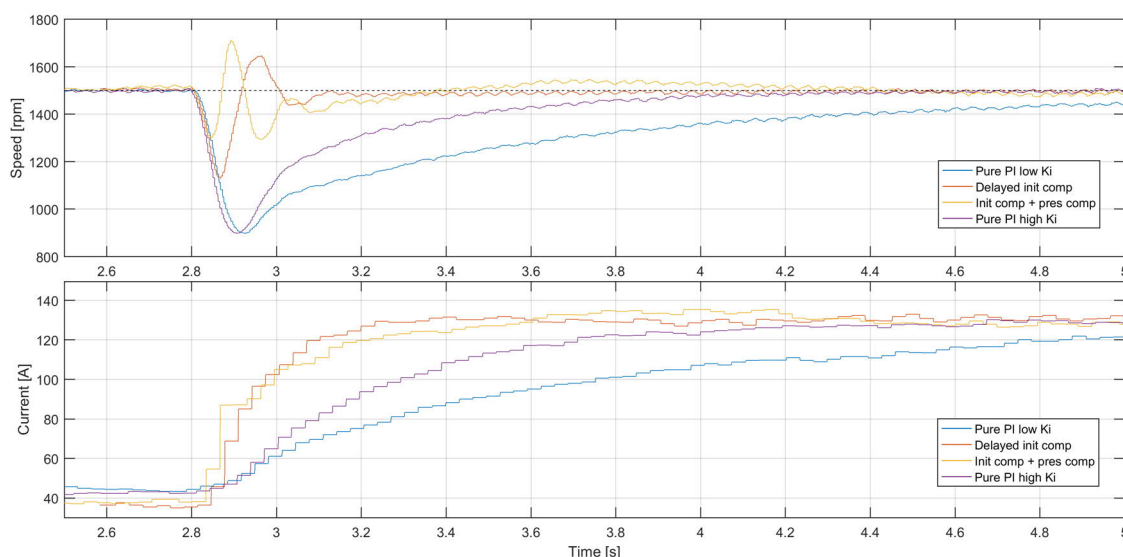
Tässä luvussa esitellään jatkotutkimukseen alustavia ideoita, jotka voisivat parantaa sähkömoottorin toimintaa dynaamisesti vaativassa hydraulisessa järjestelmässä. Viimeisessä luvussa myös tarkastellaan tilavuusvirran ja sähkömoottorin nopeuden suhdetta.

6.3.1 Säätimen momenttiohjaus

Koska 6.2 luvun testeissä todettiin, että säädin ei käytä täyttä potentiaaliaan nopeusohjauksella, haluttiin testata mihin säädin pystyisi parhaimmillaan. Tämä testattiin asettamalla säädin momenttiohjaukseen eli säätimelle syötetään haluttu referenssimomentti, kun aikaisemmin sille syötettiin referenssinopeus. Halutusta nopeudesta saadaan tuotettua referenssimomentti yksinkertaisen PI-säätimen avulla. Käytettäessä pelkkää PI-säädintä saatiin lähes samanlaiset tulokset kuin nopeusohjauksessa. PI-säädinten erona on

vain erisuuret integrointivahvistukset. Kuvan 42 testissä on neljä eri säädintä, joiden referenssinopeus pysyy vakiona. Askelmainen kuormitushäiriö tehdään muuttamalla servoventtiilin asetusta, jotta paine-ero kasvaa hetkellä 2,8 s.

Kuvan 42 yksinkertaisten PI-säädinten lisäksi testissä oli mukana kaksi muuta säädintä, joihin on lisätty kuormituksen kompensointi kahdella eri tavalla. Ensimmäinen tapa (punainen käyrä) oli syöttää hetkellisesti askelmaisesti maksimimomentti heti kun paine-ero alkaa muuttua. Tämän jälkeen lisämomentti asetetaan lopullisen paine-eron vaatimaan momenttiin. Tämä tapa kuvaa parhaiten maksimaalista säätimen potentiaalia, koska se reagoi vasta kun kuormitus muuttuu. Toinen tapa (keltainen käyrä) oli syöttää hetkellisesti puolet maksimimomentista heti kun servoventtiilin avauksen käsky annetaan. Tämän jälkeen lisämomentti saadaan suoraan paine-eron mittauksesta. Tämä tapa toimisi todellisuudessa vain silloin, kun kuormituksen suuruus ja hetki tiedettäisiin ennalta. Koska painemittaukset värähtelevät hieman, toisen tavan vaste ei tasoitu niin hyvin, sillä painekompensointi jatkuu nopeuden virheen ollessa lähes nollassa. Tämän voisi estää asettamalla rajoitukset painekompensoinnille nopeuden virheen lähestyessä nollaa.



Kuva 42. Nopeussäätimien vertailu momenttiohjauksessa

PI-säätimien vasteita verrattaessa huomataan, että suuremmalla integrointivahvistuksella saavutetaan referenssi nopeammin. Se ei kuitenkaan pienennä ollenkaan hetkellistä virhettä. Suuremman integrointivahvistuksen käyttö kasvattaisi vain värähtelyä.

Ennakoivassa säätimessä (keltainen käyrä) saadaan hyvä nopeusvaste. Hetkellinen virhe on vain vähän yli 150 rpm verrattuna pelkän PI-säätimen 600 rpm virheeseen. Ennakoidun säätimen paine-eron kompensointi toimii myös kohtuullisen hyvin. Sitä parantaisi kompensoinnin optimointi vakaassa tilassa.

Punaisen käyrän alkukompensointi parantaa myös selvästi nopeusvastetta, jolla on suurimmillaan 350 rpm:n hetkellinen virhe. Se tasoittuu noin 250 ms:n aikana referenssiinsä

kuten ennakoivakin säädin. Pelkällä PI-säätimellä menee lähes sekunti asettua referenssiinsä. Punaisesta käyrästä voidaan todeta, ettei säädin kykene erityisen hyvin kompensoimaan kuormitushäiriötä edes silloin, kun sille syötetään maksimaalinen referenssimomentti. Tämä johtuu siitä, ettei virta kykene tarpeeksi nopeisiin muutoksiin säätimen sisäisten rajoitusten vuoksi. Kuitenkin omalla PI-säätimellä, johon oli lisätty kuorman kompensointi, saavutettiin parempi nopeusvaste kuin aikaisemmin käytetyssä nopeusohjauksessa. PI-säätimen toiminnasta huomattiin myös, että se on merkittävästi riippuvainen toimintapisteestä eli nopeudesta ja kuormituksesta.

6.3.2 Säätimen kehitys jatkossa

Koska nopeus- ja momenttimoodien mittaustuloksien perusteella säätimen suorituskkyky on huono, ensimmäisenä kehityskohteena jatkossa olisi paremman säätimen kehittäminen. Uusi säädin voidaan toteuttaa ostamalla uusi kaupallinen taajuusmuuttaja. Ohjausjärjestelmä voitaisiin joko toteuttaa itse tai ostaa myöskin valmiina. Toisena vaihtoehtona on kehittää nykyisen taajuusmuuttajan ohjausjärjestelmän ohjelmaa. Tämä tapahtuisi pyytämällä taajuusmuuttajan valmistajalta ohjeita valmiiden ohjaustapojen ja rajoitusten kiertämiseksi, jonka jälkeen taajuusmuuttajaan asennettaisiin oma optimoitu säädin.

Alkuperäisen säätimen ongelmia oli sen hitaus sekä huono kuormituksen kompensointi. Hitaus näkyi siinä, ettei säädin tuota tarpeeksi tehokkaasti virtaa nopeuden virheen kompensoimiseksi, vaikka sillä selvästi olisikin potentiaalia siihen. Testeissä ei esimerkiksi kertaakaan käyty lähelläkään virran maksimia, joka on $450 A_{rms}$. Painepiikin yhteydessä, säädin ei tuottanut tarpeeksi virtaa kuormituksen muutoksen kompensoimiseksi. Tästä seurasi suuret nopeuden virheet hetkellisesti.

Virtasäätimessä oli selvästikin sisäisiä rajoituksia, joita ei pystynyt muuttamaan. Nämä tulisi poistaa optimaalisen käytön saavuttamiseksi. Säätimessä esimerkiksi oli 100 ms:n rajoitus momentin tai nopeuden referenssin kasvunopeudelle huippuunsa, kun sille syötetään maksimiohjearvo. Tämä rajoitus on merkittävä, koska teoreettisesti tämä sähkömoottori voisi kiihtyä noin 30 ms:ssä huippunopeuteensa kaavan S mukaan kuormittamattomana. Säätimen ongelmana oli myös sen erilainen toiminta eri toimintapisteissä eli eri nopeuksilla ja kuormituksilla. Kehitettävän säätimen tulisi olla siis adaptiivinen eli sen vahvistukset riippuisivat toimintapisteestä.

6.3.3 Välikytkin ja vaihteisto

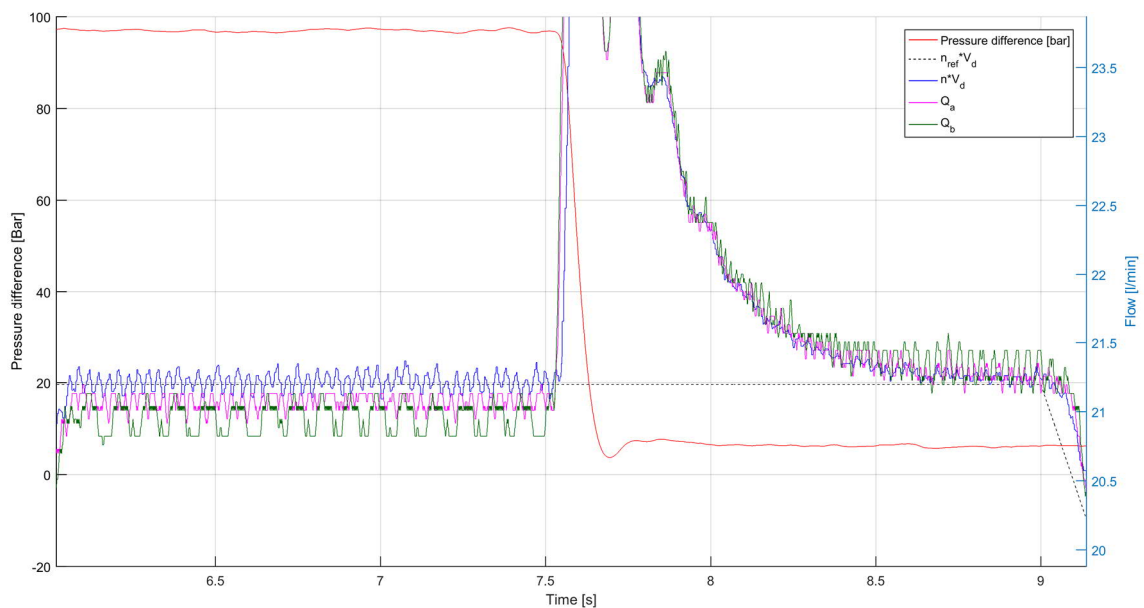
Nykyisessä järjestelmässä käytetään pumpun ja sähkömoottorin välissä kytkintä, joka sovitaa eri akselit yhteen. Tämä kasvattaa hieman inertiaa ja lisää joustoa rakenteensa vuoksi. Tämän vaikutuksia on mahdoton määrittää todellisuudessa, mutta teoriassa inertia ei tulisi vaikuttaa ainakaan merkittävästi, koska pumpun ja kytkimen yhteenlaskettu inertiaakin on vain puolet sähkömoottorin omasta inertiaasta. Kytkimen liitteessä C näky-

vän kumiosuuden vaimennus voi kuitenkin vaikuttaa säätimen toimintaan ja siten nopeusvasteeseen. Näiden tekijöiden vuoksi olisi hyvä pystyä kytkemään pumppu suoraan sähkömoottorin akselille sen lisäksi, että paketin koko pienenesi näin hieman.

Toinen mielenkiintoinen testauskohde olisi vaihteiston käyttö pumpun ja sähkömoottorin välissä, joka olisi esimerkiksi suhteella 2:1 eli pumppu pyörisi hitaammin. Tämä johtuu siitä, että kestopagneettimoottorin hyötysuhde on parempi keskisuurilla ja suurilla nopeuksilla liitteen B hyötysuhdekuvaajien mukaan. Kuitenkin vaihteistossa itsessäänkin on häviöitä ja se myös kasvattaa kokoa, mitkä tulee huomioida tätä kokeiltaessa. Sähkömoottorin maksimimomentti pienenee nopeuden kasvaessa, mutta saman kuormituksen ajamiseksi tarvitaan kyseisellä vaihteistolla puolet vähemmän momenttia. Vaihteisto kuitenkin huonontaisi dynaamisia ominaisuuksia, koska kiihdytettäessä halutun tilavuusvirran nopeuteen tarvitsee kiihdyttää kaksinkertaiseen nopeuteen, mikä vie enemmän aikaa. Toisaalta painepiikkien vaikutukset olisivat pienempiä, koska pienempi kuormitus vaikuttaisi sähkömoottoriin. Myöskin pieniä tilavuusvirtoja pystytään tuottamaan tehokkaammin vaihteiston avulla. Tämä johtuu myöskin siitä, että pumppu pyörisi kaksi kertaa nopeammin saman tilavuusvirran tuottamiseksi, jolloin hyötysuhde on parempi, kun verrataan vaihtoehtoon ilman vaihteistoa.

6.3.4 Tilavuusvirran ja nopeuden suhde

Simuloitaessa oletettiin, että todellisella pumpulla paine-erolla olisi merkittävämpi vaikutus tilavuusvirtaan kuin sähkömoottorin nopeuteen. Kuvassa 43 näkyy vertailua tilavuusvirtamittauksista ja nopeusmittauksesta, josta on johdettu tilavuusvirta pumpun kierrostilavuuden $10,6 \text{ cm}^3/\text{rev}$ avulla.



Kuva 43. Paine-eron vaikutus nopeuteen ja tilavuusvirtaan

Paineistetussa tilassa välillä 6...7,5 s tilavuusvirrat Q_a ja Q_b ovat hieman pienemmät kuin todellinen nopeus. Tämä johtuu järjestelmän pienistä vuodoista, jotka johtuvat paine-erosta. Kuitenkin pumpun vuodot ovat hyvin pienet, koska ero Q_a :n ja Q_b :n välillä on hyvin pieni. Lähes 100 baarin kuormalla pumpun vuodot ovat vain noin 0,2 l/min. Paineen muutoksen hetkellä tilavuusvirrat ja nopeus pysyvät lähes samoina. Välin 8,5...9 s vakaassa tilassa kuormituksen ollessa lähes nolla, nopeus ja tilavuusvirrat ovat täysin samat. Johtopäätöksenä voidaan tehdä, että simulointimallissa ei tarvitse erityisemmin välittää pumpun vuodoista, vaan sen voi mallintaa lähes ideaalisena. Kuitenkin pumpun dynamiikka ja rajoitukset, kuten inertia, paineen muutosnopeus, nopeuden huippunopeus ja kiihtyvyys tulee huomioida.

7. YHTEENVETO JA JOHTOPÄÄTÖKSET

Diplomityön tavoitteena oli tutkia kaupallisella kestopagneettimootorilla toteutetun pyörimisnopeusohjatun järjestelmän suorituskykyä dynaamisesti vaativissa hydraulisissa olosuhteissa. Työ sisälsi kestopagneettimootorin ja pyörimisnopeussäädön teoriaan tutustumisen. Työtä varten suunniteltiin ja toteutettiin hydraulinen testijärjestelmä sekä sen simulointimalli. Järjestelmällä tehtiin erilaisia testejä suorituskyvyn toteutukseksi, joita lopuksi analysoitiin.

Järjestelmästä ja etenkin sähkömootorista saatiin toteutettua hyvä simulointimalli. Simuloitaessa kuitenkin todettiin, että sähkömootorin toiminta on erittäin riippuvainen säätimestä. Hyvällä säätimellä saatiin hyvin lupaavia simulointituloksia sähkömootorin toiminnasta. Hankittu kaupallinen säädin jäi lopulta kauas toivotuista ja mahdollisista tuloksista säätimen sisäisten rajoitusten vuoksi. Hankittu sähkömoottori toimi suhteellisen hyvin vakiokuormituksella. Hyvillä parametrien asetuksilla asettumisajaksi vakiopaineella saatiin noin 200 ms. Kuitenkin askelmaisella kuormituksella sähkömoottori saattoi nytkähtää jopa 1 000 rpm, josta palautuminen vei jopa sekunnin. Jo pieni ja hidaskin kuormituksen muutos tuotti nopeuteen virhettä. Kuormituksen muutosnopeuden ja suuruuden todettiin olevan suoraan verrannollisia nopeuden virheen suuruuteen. Säätimen toiminta oli myös heikkoa nollanopeuden ympäristössä joko ajettaessa pysähdyksiin nopeasti tai kuormittamalla sähkömoottoria äkillisesti pysähdyksissä.

Järjestelmä nykyisellään on siis käyttökelpoton dynaamisissa hydraulisissa olosuhteissa. Kestopagneettimoottori vaikuttaa kuitenkin lupaavalta rakenteensa ja ominaisuuksiensa puolesta. Tämän vuoksi jatkotutkimuskohteena on paremman säätimen toteutus ja sen testaus käytännössä. Tehokkaamman säätimen tutkimuksien jälkeen voitaisiin paremmin verifioida sähkömootorin säätimen simulointimalli. Sitä käytettäisiin yhdessä sähkömootorin mallin kanssa jatkotutkimuskohteina olevien sähkömoottoria hyödyntävien hydrauliliikkapiirien testaukseen ja kehitykseen. Toisena mielenkiintoisena jatkotutkimuskohteena olisi tutkia vaihteiston käyttöä sähkömootorin kuormituksen pienentämiseksi, ja siten pienentää kuorman vaihtelun vaikutusta nopeuteen.

LÄHTEET

- [1] G. Klempner, I. Kerszenbaum. Operation and Maintenance of Large Turbo-generators. Chapter 1. John Wiley & Sons, 11.8.2004. pp. 8.
- [2] H. Tommila, Pyörimisnopeussäädetty pumppuohjattu sylinterikäyttö, Diplomi-työ, Tampereen Teknillinen Yliopisto, helmikuu 2015.
- [3] Y. Xu, G. Guofang, Y. Huayong, J. Lianhui, and Z. Jianjun, An Investigation in Performance of a Variable-Speed-Displacement Pump-Controlled Motor System, IEEE/ASME transactions on mechatronics, vol. 22, no. 2, april 2017. Saatavissa: <http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=7437466&is-number=7900484>
- [4] Understanding Servo motor Time constants, Parker, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 20.10.2017): <https://www.parkermotion.com/dmxreadyv2/faqs-manager/faqsmanager.asp?question=705>
- [5] Hoyun Jay Won, Development and Evaluation of a Novel Neural Network of PMSM for Electric Vehicle, Master of Science Thesis, The University of Alabama. Saatavissa: http://acumen.lib.ua.edu/u0015/0000001/0002226/u0015_0000001_0002226.pdf
- [6] J. Fonselius, J. Rinkinen, M. Vilenius, Hydraulikka II, Tampereen Yliopistopaino Oy – Juvenes Print, Tampere 2008.
- [7] Modelling of Hydraulic Systems – Tutorial for the Hydraulic Library, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 5.10.2017): <https://www.maplesoft.com/products/toolboxes/modelon/HydraulicsLibraryTutorial.pdf>
- [8] Global Vehicle Motors GVM series – Technical Manual PVD 3668_GB, Parker, Nov 2016. Saatavissa: https://www.parker.com/literature/SSD%20Drives/Mobile%20Electrification/PVD3668_GB%20GVM.pdf
- [9] Why Piston Accumulator? Verkkosivu. Saatavissa (viitattu 5.10.2017): <http://www.hydroll.fi/technology/why-piston-accumulator/>
- [10] S. S. Kulkarni, A. G. Thosar, Mathematical Modeling and Simulation of Permanent Magnet Synchronous Machine, International Journal of Electronics and Electrical Engineering Vol. 1, No. 2, June 2013. Saatavissa: <http://www.ijeee.net/uploadfile/2013/0702/20130702101647546.pdf>

- [11] S. Chattopadhyay, M. Mitra, S. Sengupta, Electric Power Quality, Springer Science & Business Media, 28.3.2011. p. 89-95. Saatavissa: https://link.springer.com/content/pdf/10.1007/978-94-007-0635-4_12.pdf
- [12] Direct Operated Proportional DC Valve – Series D1FP, Parker, Datalehti. Saatavissa (viitattu 5.10.2017): https://www.parker.com/literature/Hydraulic%20Controls%20Europe/HY11-3500UK/PDF_2016/D1FP%20UK.pdf
- [13] Clarifying Servo Parameters, MachineDesign, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 20.10.2017): <http://www.machinedesign.com/controllers/servo-parameters-clarified>
- [14] Jenni Rekola, Sähkömoottorikäytöt, Kurssimateriaali, Tampere University of Technology, 2016.
- [15] Electric Motor Definitions and Terminology, Engineers Edge, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 20.10.2017): http://www.engineersedge.com/motors/motors_definitions.htm
- [16] W. George, P.E. Younkin, Electric Servo Motor Equations and Time Constants, Life FELLOW – IEEE Industrial Controls Consulting, Div. Bulls Eye Marketing, Inc Fond du Lac, Wisconsin. Saatavissa: <http://support.ctc-control.com/customer/elearning/younkin/driveMotorEquations.pdf>
- [17] J.Pyrhonen, T. Jokinen, and V. Hrábovcová, Design of rotating electrical machines, John Wiley & Sons, 2008.
- [18] H. Hänninen, T. Minav, M. Pietola, Replacing A Constant Pressure Valve Controlled System with A Pump Controlled System, BATH/ASME 2016 Symposium on Fluid Power and Motion Control, UK, September 7-9, 2016.
- [19] T. Tasner, K. Les, V. Tic, D. Lovrec, Energy Efficiency of Different Electrohydraulic Drives, Proceedings of the Ninth International Fluid Power Conference 9.IFK Sessions, Vol. 3, March 24–26, 2014. Aachen, Germany.
- [20] G. Altare, A. Vacca, A design solution for efficient and compact electro-hydraulic actuators, Procedia Engineering, Vol. 106, 2015, pp. 8-16. Saatavissa: http://ac.els-cdn.com/S1877705815009285/1-s2.0-S1877705815009285-main.pdf?_tid=4185ee80-7e8f-11e7-8fa6-00000aacb362&acdnat=1502454120_439f48a1465215c8ab75744911babf29
- [21] J. Schultz, S. Huard, Comparing AC Induction with Permanent Magnet Motors in Hybrid Vehicles and the Impact on the Value Proposition, Parker Hannifin, 2013. Saatavissa: http://www.parkermotion.com/whitepages/Comparing_AC_and_PM_motors.pdf

- [22] S. Zhang, T. Minav, M. Pietola, Decentralized Hydraulics for Micro Excavator, The 15th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'17, June 7-9, 2017, Linköping, Sweden. Saatavissa: https://www.iei.liu.se/fluidmes/sicfp17/Papersandpresentations/1.723039/sicfp2017_reviewed_Zhang_Decentralized_Hydraulics.pdf
- [23] X. T. Garcia, B. Zigmund, A. Terlizzi, R. Pavlanin, L. Salvatore, Comparison between FOC and DTC strategies for permanent magnet synchronous motors, University of Glamorgan, School of Electronics, CF37 1DL Pontypridd, Wales, UK. Saatavissa: <https://dSPACE.vsb.cz/bitstream/handle/10084/83771/AEEE-2006-5-3-76-Garcia.pdf?sequence=1>
- [24] E. E. Montalvo-Ortiz, A Comparison between Pmsm Rotor Designs Suitable for Using Ferrite, Master of Science Thesis, Michigan State University, 2013. Saatavissa: https://www.google.fi/search?q=Pma-SynRM&ie=utf-8&oe=utf-8&client=firefox-b-ab&gfe_rd=cr&ei=bNdtWfVWiDxB-zYstgl#q=Pma-SynRM+vs+pmsm
- [25] T. Liu, Controller Design for Synchronous Reluctance Motor Drive Systems with Direct Torque Control, National Taiwan University of Science and Technology, Taiwan. Saatavissa: <http://cdn.intechopen.com/pdfs-wm/13718.pdf>
- [26] K. Heybroek, Saving Energy in Construction Machinery using Displacement Control Hydraulics, Concept realization and Validation, LIU-TEK-LIC-2008:30, Linköping University, 2008, pp. 55.
- [27] M. Linjama, M. Huova, M. Pietola, J. Juhala, K. Huhtala, Hydraulic Hybrid Actuator: Theoretical Aspects and Solution Alternatives, The Fourteenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, May 20-22, 2015, Tampere, Finland.
- [28] S. Tikkanen, H. Tommila, Hybrid Pump Drive, The Fourteenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, May 20-22, 2015, Tampere, Finland.
- [29] Y. Parmar, P. Patel, N. Pancholi, C. Thakor, U. Mali, Scalar control of Permanent Magnet Synchronous motor, Dept. of Electrical Engineering, C.G. Patel Institute of Technology, Gujarat, India, Dec 2016.
- [30] M. Stulrajter, V. Hrabovcová, M. Franko, Permanent Magnet Synchronous Motor Control Theory, Journal of Electrical Engineering, vol. 58, no. 2, 2007, 79–84. Saatavissa: <https://pdfs.semanticscholar.org/1736/6cda9a370737a54fff8c68909d6585953540.pdf>

- [31] M. Li, Flux-Weakening Control for Permanent-Magnet Synchronous Motors Based on Z-Source Inverters, Master of Science Thesis, Marquette University, Dec 2014. Saatavissa: http://epublications.marquette.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1285&context=theses_open
- [32] L. Korppinen, Sähkökoneet osa 2. Saatavissa (viitattu 20.10.2017): <http://users.metropolia.fi/~k0200665/koulu/sundgren.pdf>
- [33] M. Flor, H. Mehling, Generating Application Benefits by Using an Intelligent Combination of Digital Hydraulics Throttle Control and Variable-Speed Displacement Unit Drives, 9th International Fluid Power Conference, Modern Fluid Power, Vol. 1, Aachen, DE, 24.-26. 2014.
- [34] M. Vukovic, R. Leifeld, H. Murrenhoff, STEAM – a Hydraulic Hybrid Architecture for Excavators, 10th International Fluid Power Conference, Vol. 3, group 10, March 8.-10. 2016.
- [35] Z. Quan, L. Quan, J. Zhang, Review of Energy Efficient Direct Pump Controlled Cylinder Electro-Hydraulic Technology, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 35, July 2014, pp. 336-346.
- [36] Understanding AC induction, permanent magnet and servo motor technologies: Operation, Capabilities and Caveats, Leeson, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 27.10.2017): http://www.leeson.com/documents/PMAC_Whitepaper.pdf
- [37] A. Iqbal, MATLAB/SIMULINK Model of Space Vector PWM for Three-Phase Voltage Source Inverter, Universities Power Engineering Conference, UPEC '06. Proceedings of the 41st International, Volume: 3, 2006. DOI: 10.1109/UPEC.2006.367646

LIITE A: PUMPPUMOOTTORIN TEKNISET TIEDOT

4/60

Bosch Rexroth AG

A10FZO/G, A10VZO/G Series 10 | RE 91485/06.11

Type codes for standard program, A10FZG

A10F	Z	G	006 10	/	10	W	—	V	S	C	02	N00
01	02	03	04		05	06		07	08	09	10	11

Axial piston unit

01	Swashplate design, fixed, nominal pressure 315 bar, maximum pressure 350 bar	A10F
----	--	------

Application area

02	Variable-speed drives	Z
----	-----------------------	---

Type of operation

03	Pump/motor in closed circuit	G
----	------------------------------	---

Size (NG)

04	Geometric displacement (see table of values on page 14)	006	008	010	011	018	028	045	063
----	---	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Series

05	Series 1, Index 0	10
----	-------------------	----

Direction of rotation

06	With view on drive shaft, alternating	W
----	---------------------------------------	---

Seal

07	FKM (fluoro-rubber)	V
----	---------------------	---

Drive shaft

Drive shaft		006	008	010	011	018	028	045	063
08	Splined shaft ANSI B92.1a	●	●	●	—	—	○	○	S
	Splined shaft for higher torque, ANSI B92.1a	—	—	—	○	○	—	○	R

Mounting flange

09	ISO 3019-1 – 2-hole	C
----	---------------------	---

Service line ports

Service line ports		06	08	010	011	018	028	045	063	
10	SAE flange port A and B, opposite sides, metric fixing thread	●	●	●	○	○	○	○	○	02

Through drive

11	Without through drive	N00
----	-----------------------	-----

Technical data, A10FZG

Table of values (theoretical values, without efficiency levels and tolerances; values rounded)

Size	NG		10
Displacement, geometric (per revolution)	V_g	cm ³	10.6
Speed, maximum at V_g			
Suction speed, pump mode ¹⁾	n_{nom}	rpm	3000
Maximum speed, motor mode ²⁾	n_{nom}	rpm	3000
Flow, pump mode			
at n_{nom}	$q_{vol\ max}$	l/min	32
at $n_E = 1500$ rpm	$q_{vE\ max}$	l/min	15.9
Displacement, motor mode			
at n_{nom}	$q_{vol\ max}$	l/min	32
at $n_E = 1500$ rpm	$q_{vE\ max}$	l/min	15.9
Power, pump mode			
at n_{nom} , $\Delta p = 315$ bar	P_{max}	kW	16.7
at $n_E = 1500$ rpm	P_{max}	kW	8.3
Power, motor mode			
at n_{nom} , $\Delta p = 315$ bar	P_{max}	kW	16.7
at $n_E = 1500$ rpm	P_{max}	kW	8.3
Torque			
at V_g and $\Delta p = 315$ bar	T_{max}	Nm	53.1
at V_g and $\Delta p = 100$ bar	T	Nm	16.8
Torsional stiffness	S	c	Nm/rad
of drive shaft	R	c	Nm/rad
Moment of inertia for rotary group	J_{GR}	kgm ²	0.0006
Angular acceleration ³⁾	α	rad/s ²	14000
Filling capacity	V	L	0.14
Mass (without filling capacity) approx.	m	kg	6.4

1) The values are applicable:

- for absolute pressure $p_{abs} = 1$ bar at ports A or B
- for the optimum viscosity range of $\nu_{opt} = 16$ to 36 mm²/s
- for mineral-based operating materials with a specific mass of 0.88 kg/l.

2) Higher values on request (could possibly cause an increase in low pressure)

3) Values are only permissible if a pressure of 1 bar absolute is maintained at the suction port, and only for single pumps. Multiple-pump configurations on request.

Note

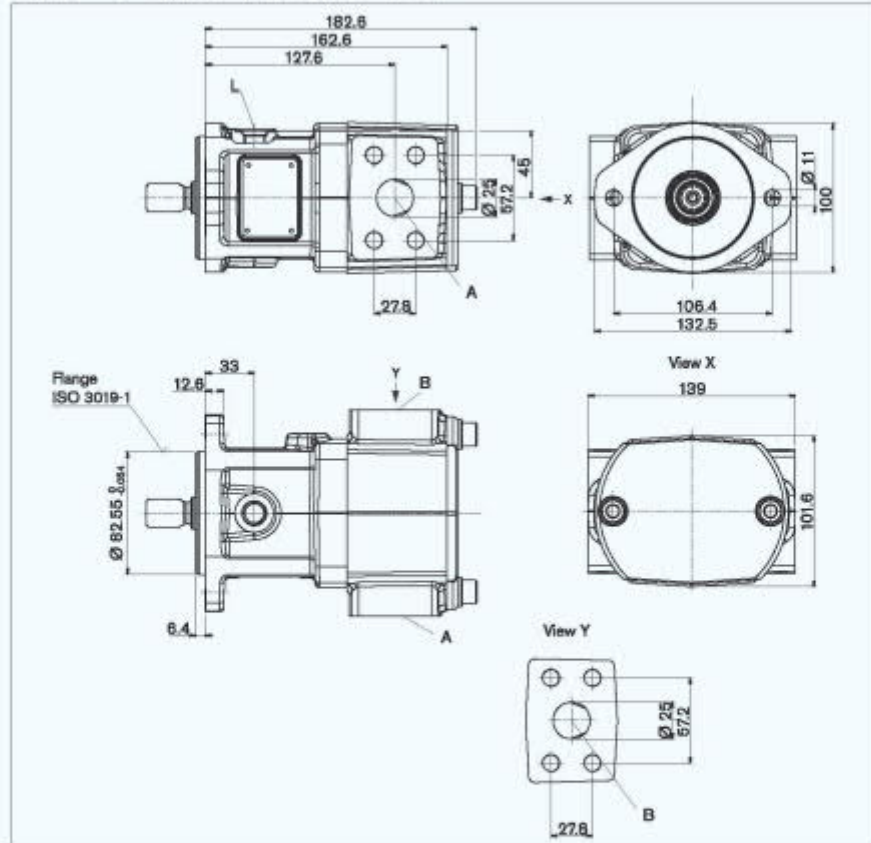
Exceeding the maximum or falling below the minimum permissible values can lead to a loss of function, a reduction in operational service life or the total destruction of the axial piston unit. We recommend checking the loading through tests or calculation / simulation and comparison with the permissible data.

Dimensions, A10FZG

Size 06 to 10

Port plate 02: SAE flange port on opposite side, clockwise rotation

Before finalizing your design, request a certified installation drawing. Dimensions in mm.



Ports

Designation	Port for	Standard	Size ¹⁾	Maximum pressure [bar] ²⁾	State
A, B	Service line	SAE J518 ³⁾	1 in	350	O
	Fixing thread	DIN 13	M12 x 1.75; 17 deep		
L	Case drain fluid	ISO 11928 ⁴⁾	9/16-18UNF-2B; 10 deep	2	O

¹⁾ Please observe the general information on page 60 for the maximum tightening torques.

²⁾ Short-term pressure spikes may occur depending on the application. Keep this in mind when selecting measuring devices and fittings.

³⁾ Only dimensions complying with SAE J518. A metric fixing thread is a deviation from standard.

⁴⁾ The countersink may be deeper than specified in the standard.

O = Must be connected (plugged on delivery)

LIITE B: SERVOMOOTTORIN TEKNISET TIEDOT

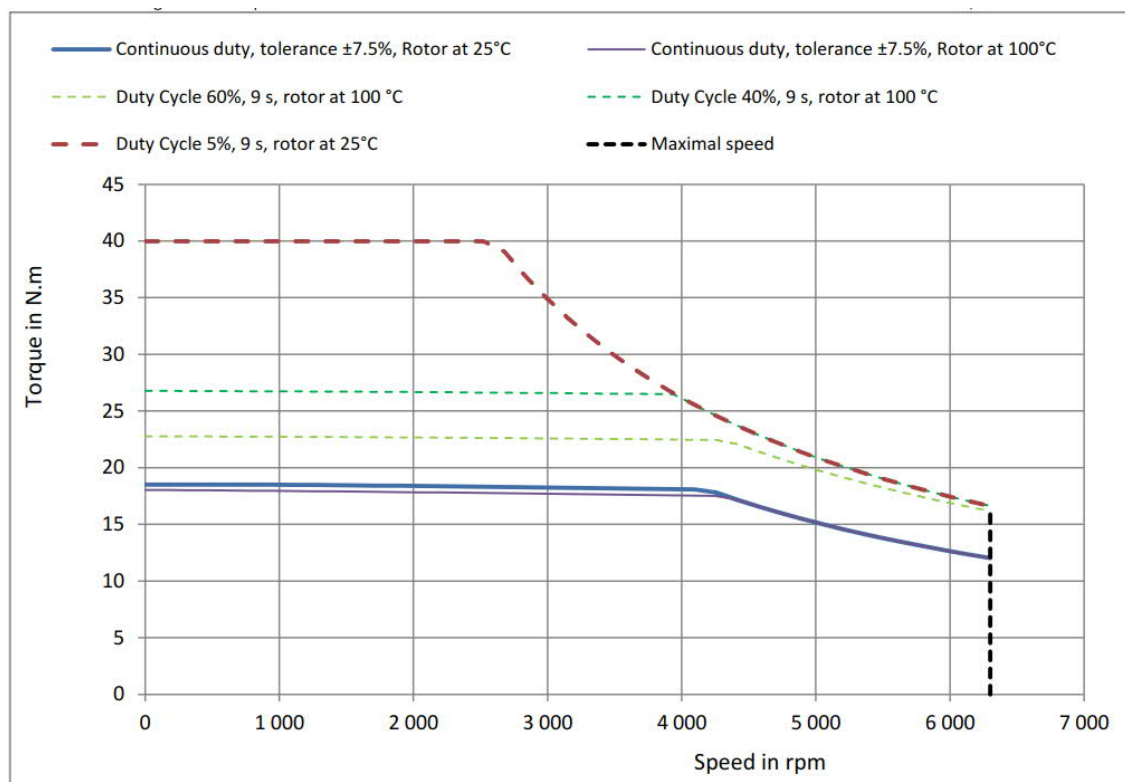
P _n	Rated power **	7.94	kW	Cooling type : Water cooling IC 97 W Minimum flow: 0.96 l/min Maximum Temperature: 65 °C Maximum Coolant Pressure: 5 bars
M _n	Rated torque **	18.1	Nm	
N _n	Rated speed	4200	rpm	
I _n	Rated current	175	A _{rms}	
U _n	Rated voltage *	31.2	V _{rms}	
U _R	Voltage of the mains	40	V _{rms}	
U	DC voltage supply when motor is loaded	48	V	Environment : Ambient temperature : 40°C MAX Altitude : < 1000 m Thermal class : F (according to IEC 60034-1)
M ₀	Low speed torque **	18.5	N.m	
I ₀	Permanent current at low speed	177	A _{rms}	
M _p	Max. torque **	40	Nm	
I _p	Max. current	487	A _{rms}	
N _p	Max. speed	6300	rpm	
J	Rotor inertia	0.0021	kg.m ²	Number of poles : 12 Efficiency : at rated torque : 92.4 % at 75% of rated torque : 93.1 %
K _e	Back emf constant at 1000 rpm (25°C)*	6.68	V _{rms}	
K _t	Torque sensitivity (25°C)	0.104	Nm/A _{rms}	
R _b	Winding resistance(25°C) *	0.00694	Ω	
L	Winding inductance *	0.0453	mH	

All data are given in typical values under standard conditions.

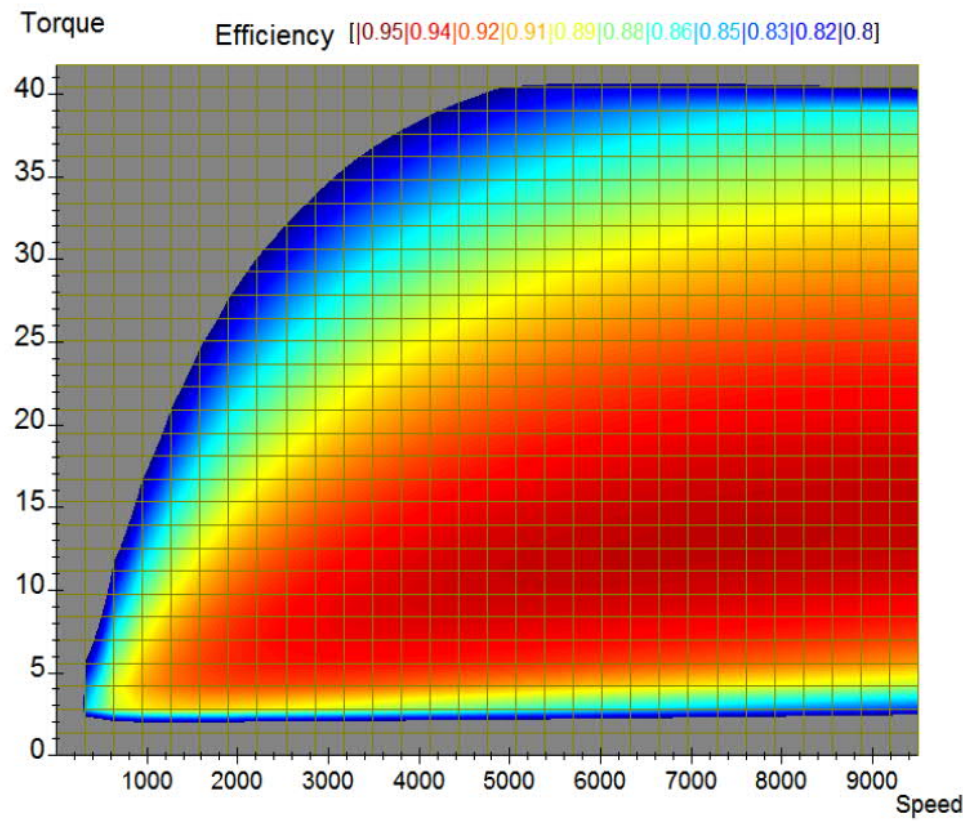
* Phase to Phase

Characteristics are given for an optimal drive of the motor.

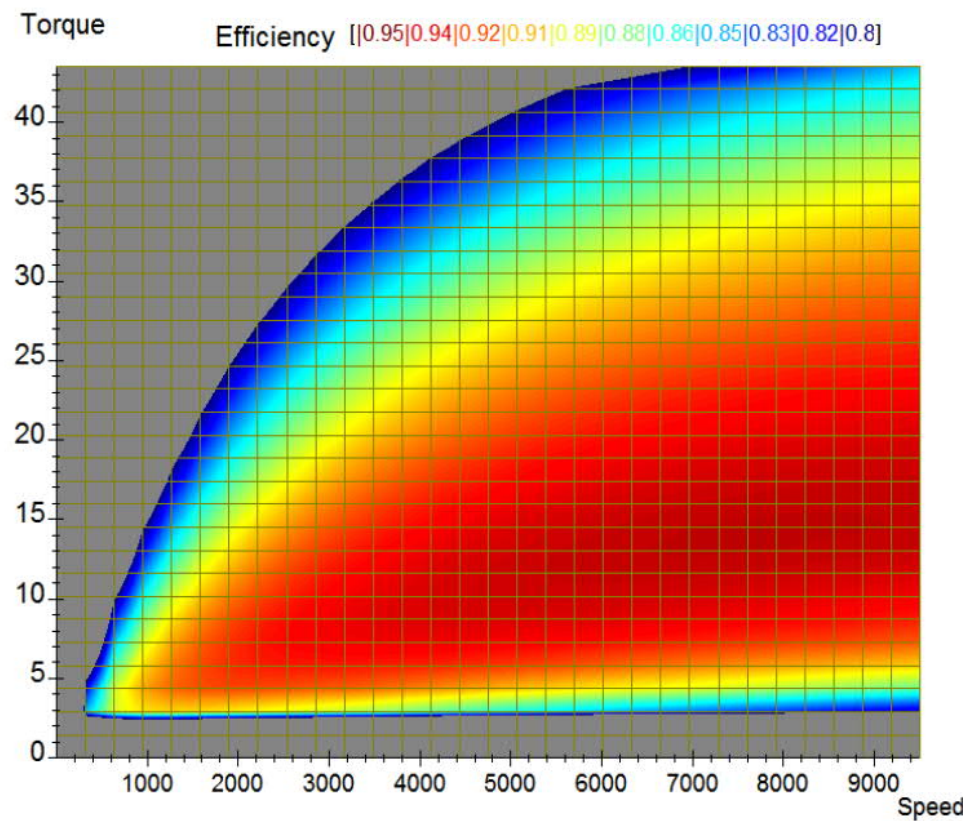
** General tolerances ±7.5 %, rotor at 25°C



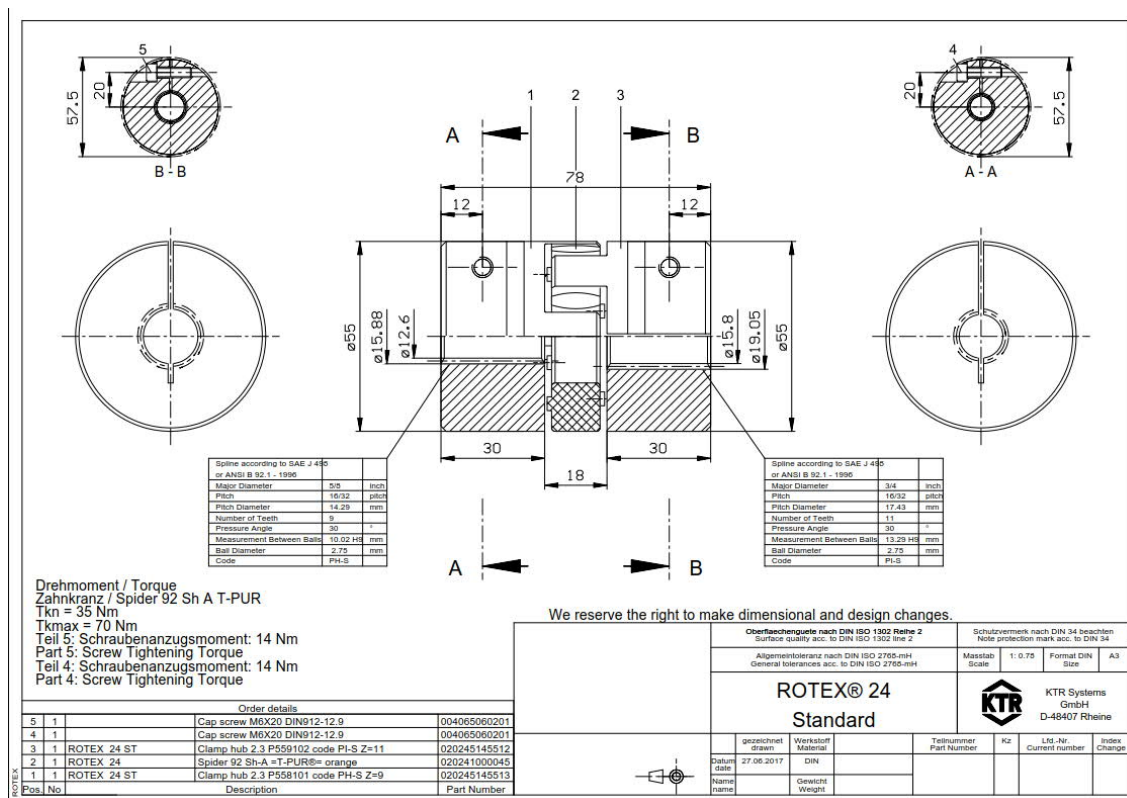
GVM142-050 in Motor operation mode :

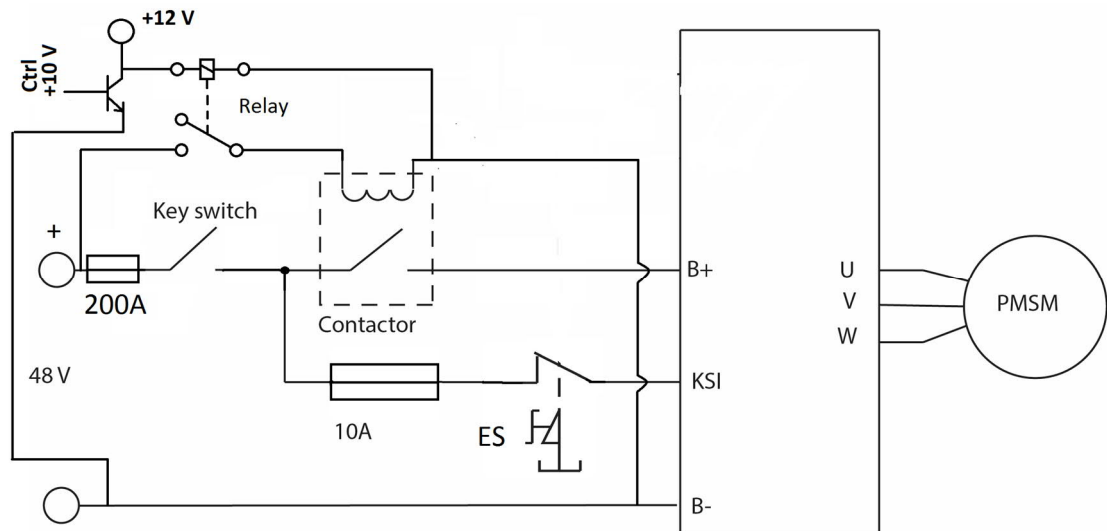


GVM142-050 in Generator operation mode :

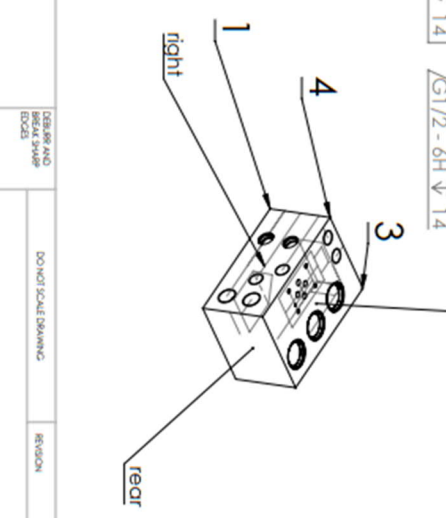
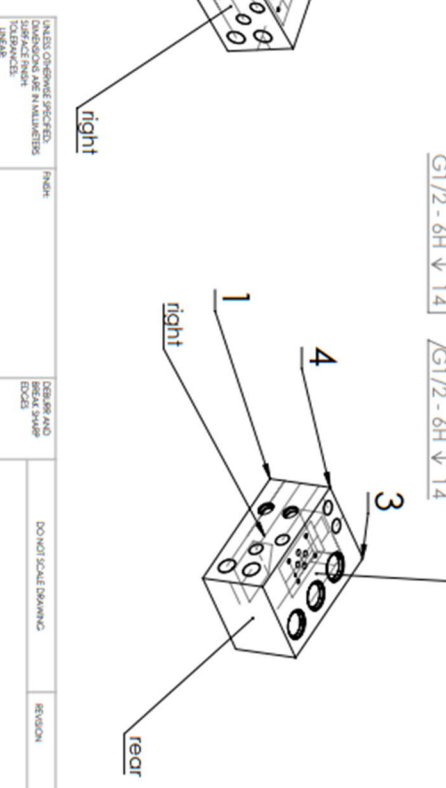
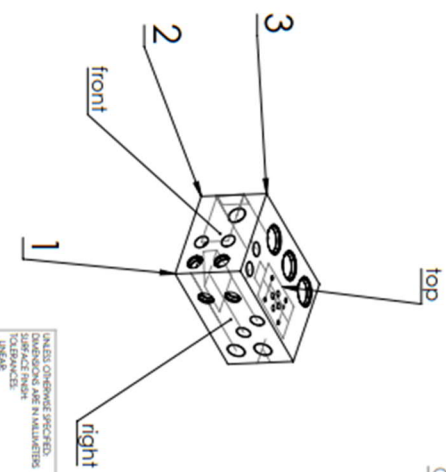
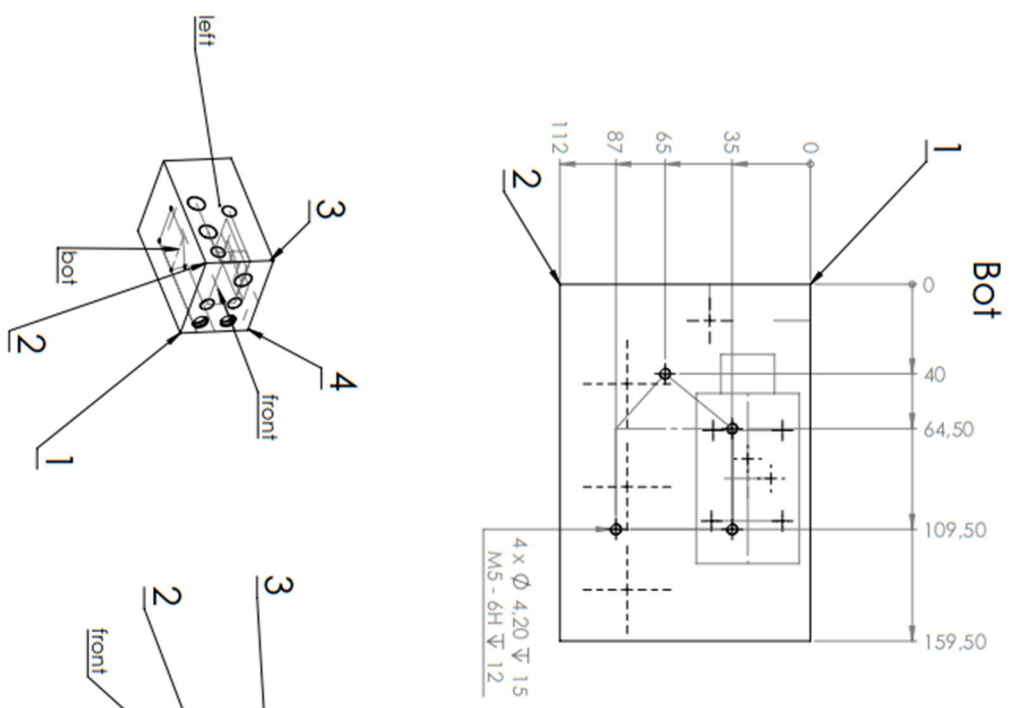


LIITE C: VÄLIKYTKIN



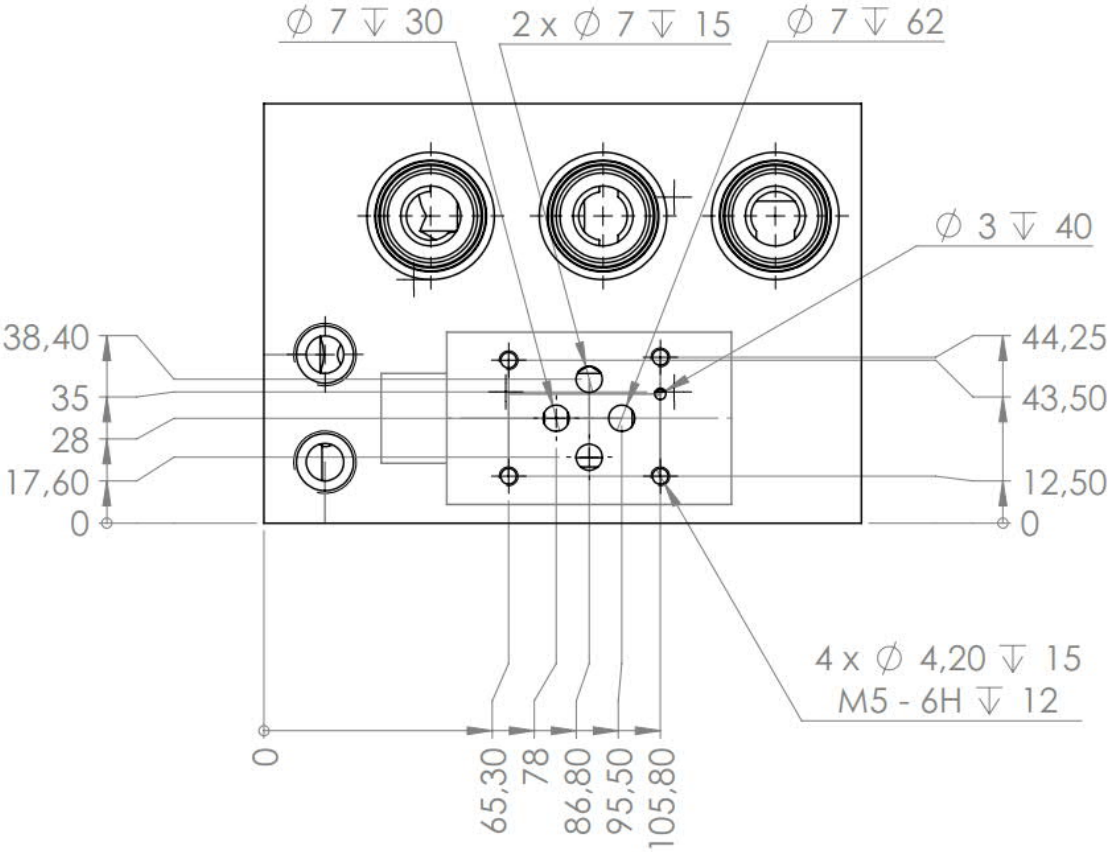


Päävirtakytkin toimii mekaanisena kytkimenä, jolla pystytään katkaisemaan virran kulku akun plus navalta. Päävirtakytkimen ollessa kiinni, KSI-porttiin ohjautuu virta, joka kytkee taajuusmuuttajan virrat päälle, mutta ei vielä moottorin U, V ja W portteja. Antamalla 10 V ohjausjännite transistorille, kytkeytyy 12 V rele päälle, jonka avulla ohjataan kontaktori kytkeytymään kiinni. Tällöin taajuusmuuttajan plus napa saa myös virrat ja moottori on käyttövalmiina. Hätä-seis-painikkeella pystytään katkaisemaan KSI-portin virrat, jolloin taajuusmuuttaja sammuu. 10 V ohjaussignaalia tulisi hallita siten, että sen syöttö sammuu, jos havaitaan virhetila taajuusmuuttajalla. Tällöin varmistetaan turvallisuus silloinkin, jos kontaktorin navat esimerkiksi hitsautuisivat kiinni.



NAME OR NAME OF THE DRAWING OR PART SURFACE FROM DRAWING ANALYSIS				DATE AND TIME EDITS				DO NOT SCALE DRAWING				REVISION			
NAME	SCALE	DATE	TIME	NAME	SCALE	DATE	TIME	NAME	SCALE	DATE	TIME	NAME	SCALE	DATE	TIME
DRW				CHKD				APPD				MFG			
QA															

bot_left_draw A3



LIITE F: APUPUMPUN TEKNISET TIEDOT

Model Type

RV10

MFZP-2 - 2.1 - P - 90/40 - ~~RV10~~ - 1.5/400-50

Motor pump group MFZP _____
(with motor)

Direct drive pump FZP _____

Assembly _____
1
2
3

Modification number _____
(see flow rate table)

Seals _____
P = Perbunan
V = Viton
(other seals on request)

Motor size and flow rate _____

Assembly	Motor size	Modification number	Flow rate in ccm/revolutions (other rates on request)								
			3.5	7	10	20	30	40	70	100	130
1	63 (0.18 kW, only MFZP)	2.0	•	•	•						
	AMG (0.2 kW, DC)	1.1	•	•	•						
	71 (0.37 kW)	1.1	•	•	•						
2	80 (0.75 kW)	2.1				•	•	•			
	90 (1.5 kW)	2.1				•	•	•			
3	100 (2.2 kW)	3.0							•	•	•
	112 (4.0 kW)	3.0							•	•	•

Pressure relief valve _____
RV3 (3.0 bar)
RV4.5 (4.5 bar)
RV6 (6.0 bar) (preferred size)
RV10 (10.0 bar)

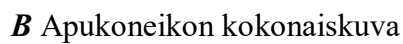
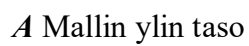
Motor power and voltage _____
n = 1,500 rpm
(other voltages and frequencies on request)

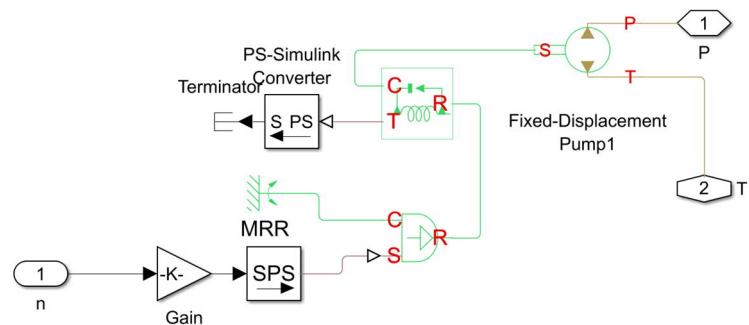
Size 1:
0.18 kW
0.37 kW

Size 2:
0.75 kW
1.50 kW

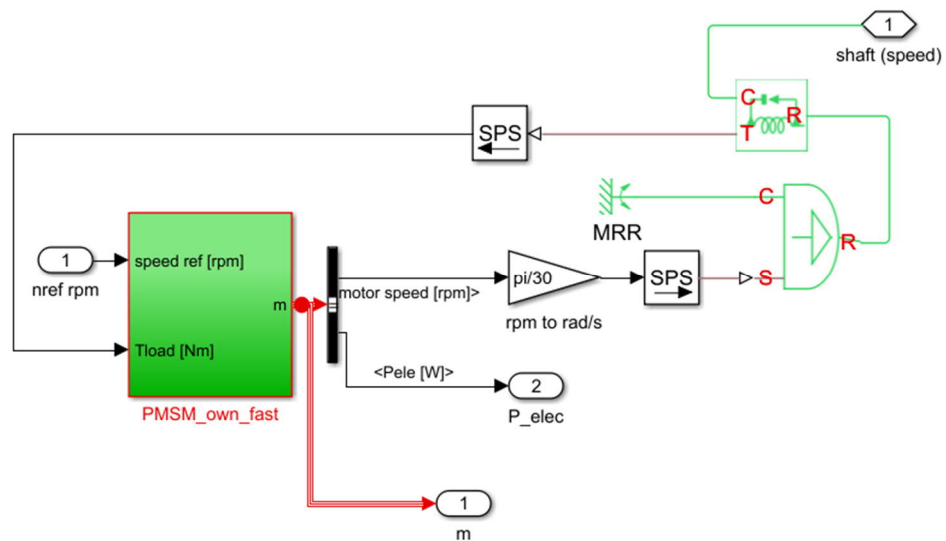
Size 3:
2.20 kW
4.00 kW

Standard voltages and frequencies in three-phase motors
400 V star / 230 V delta – 50 Hz
(other voltages and frequencies on request)

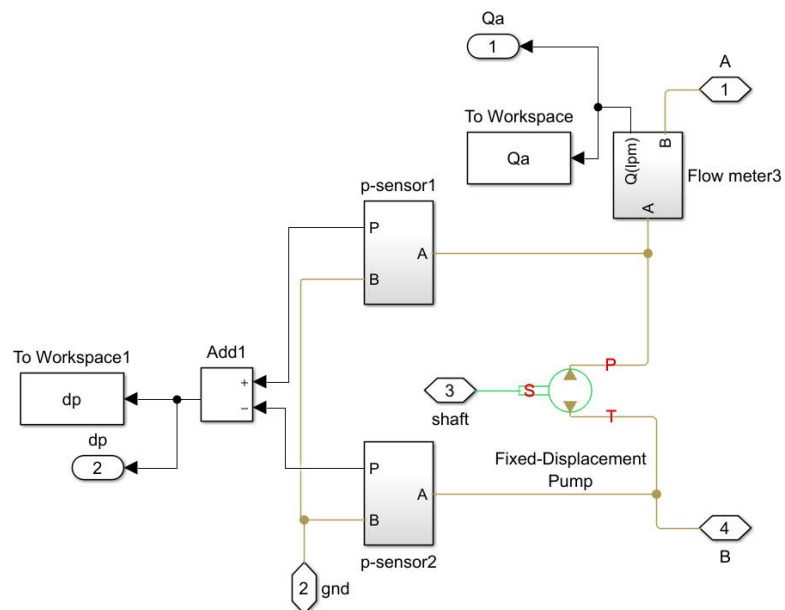




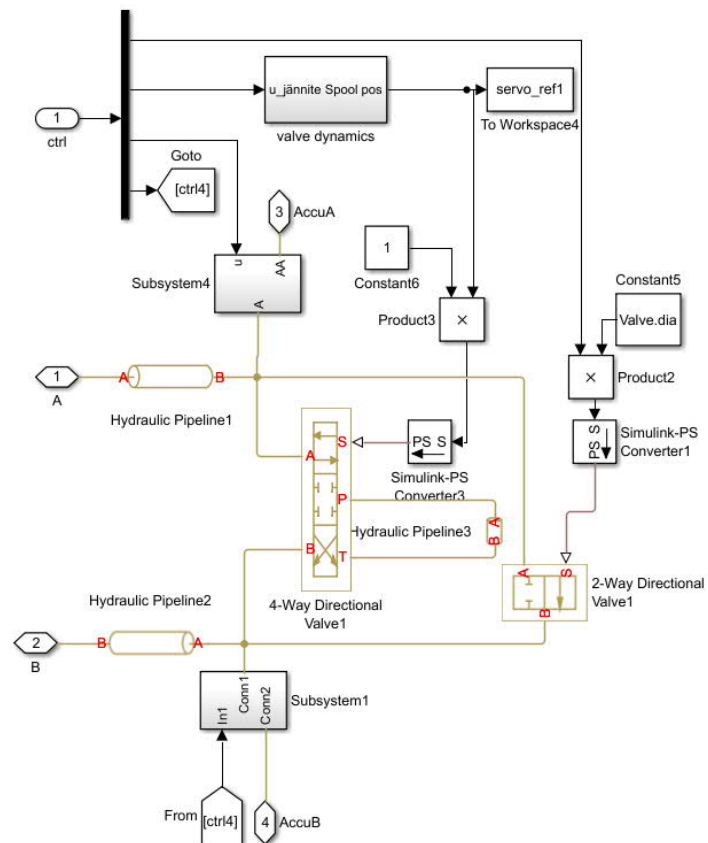
C Apupumppu



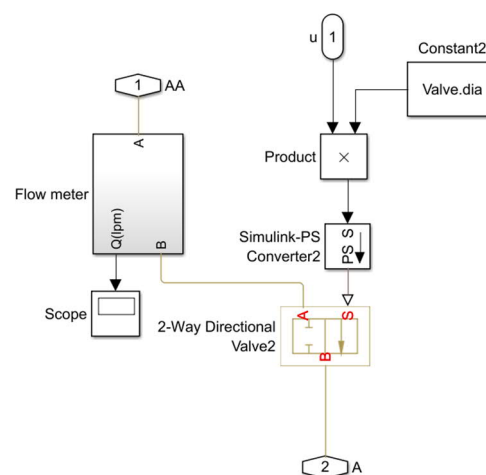
D PMSM mallin liittäminen Simscapen lohkoihin



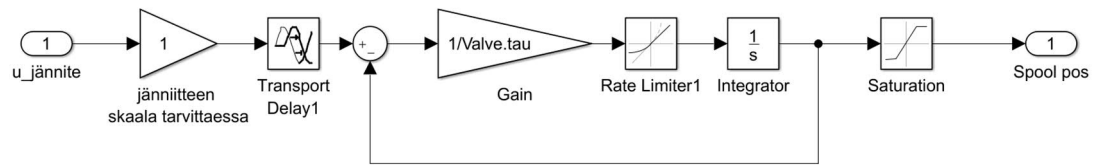
E Pääpumpun malli



F Venttiililohkon malli

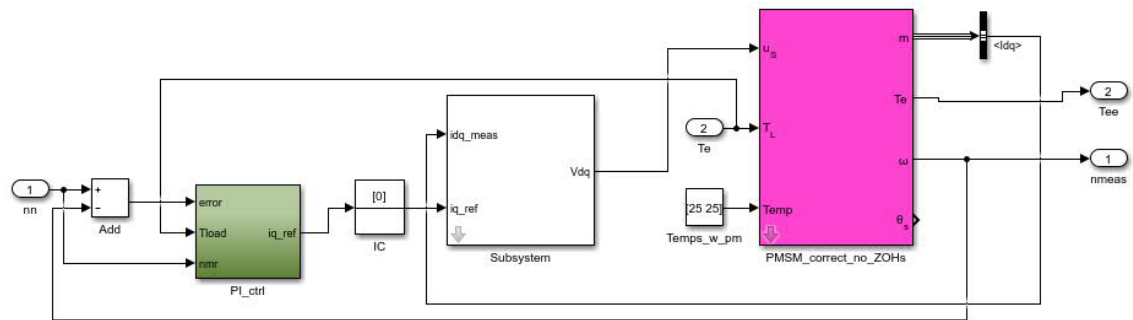


G Paineakun logiikkaventtiili ja liitäntä paineakkuun

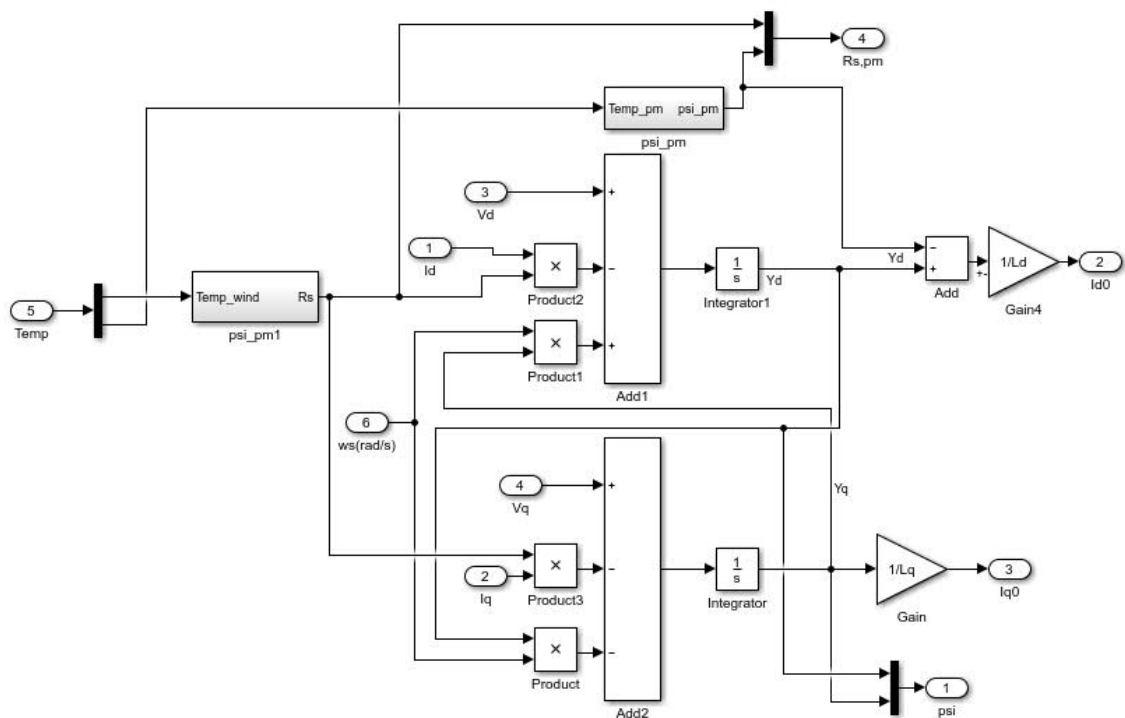


I Servoventtiilin dynamiikka

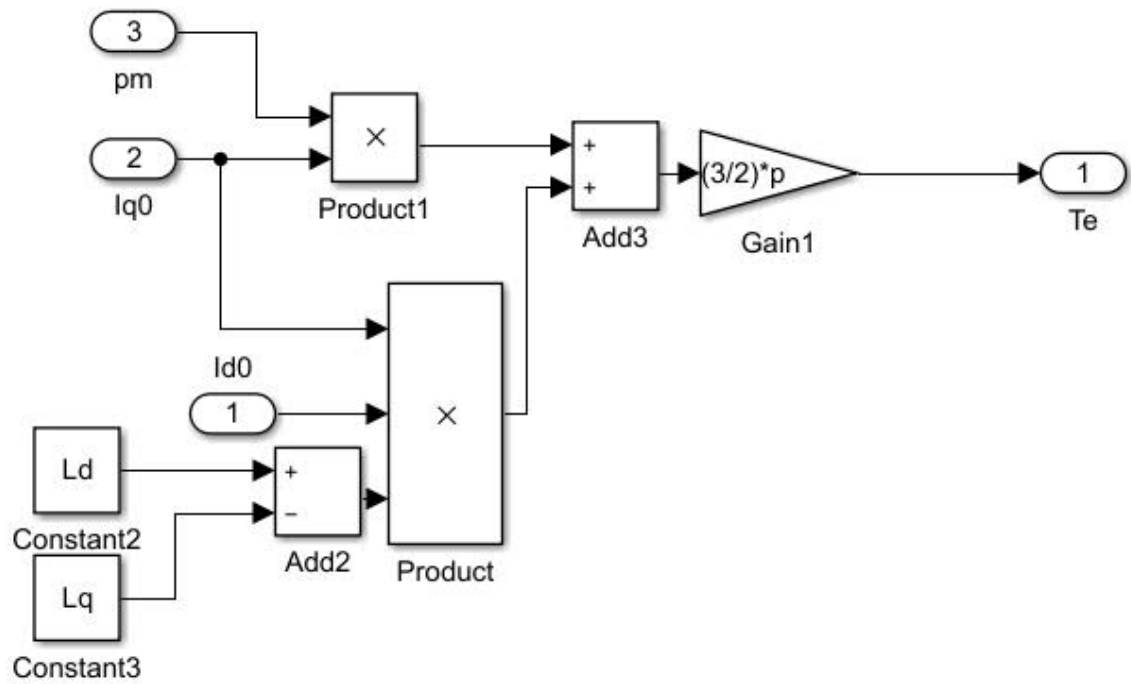
LIITE H: SÄHKÖMOTTORIN SIMULOINTIMALLI



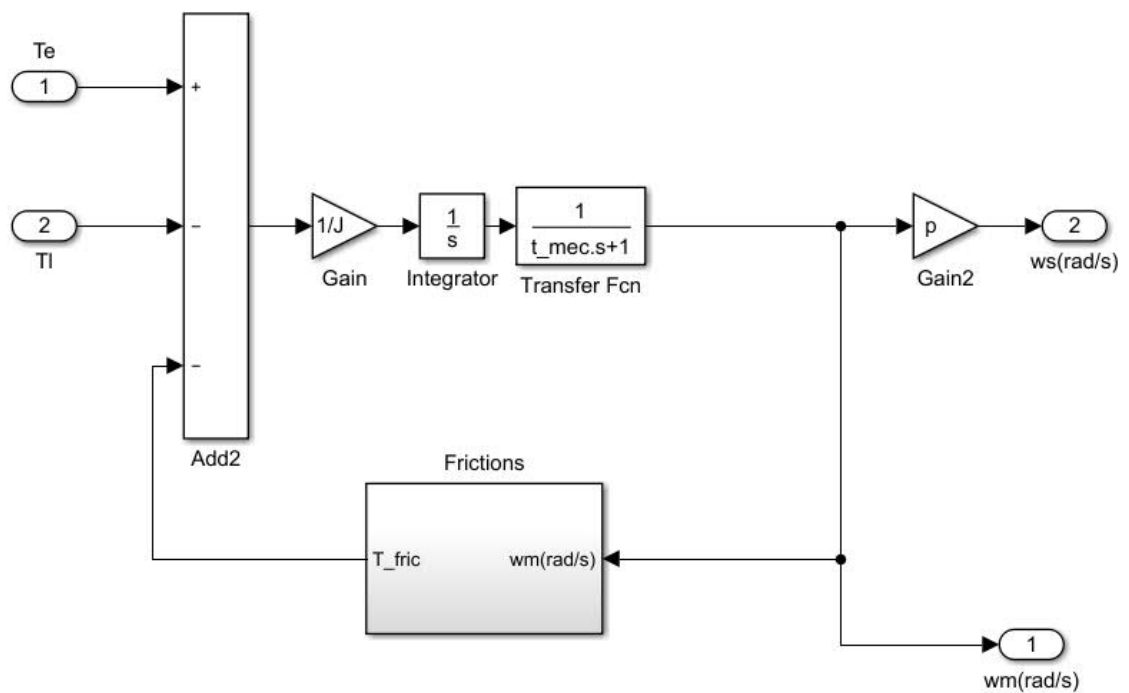
A PMSM:n ja ohjauslohkon mallin ylin taso



B dq-jänniteiden muuttaminen dq-virroiksi.



C dq-virtojen muuttaminen sähkömagneettiseksi momentiksi.



D Sähkömagneettisen momentin muuttaminen pyörimisnopeudeksi.

G ABC-dq muunnoslohko. Alkutilanteessa q-akseli on A-akselilla.

LIITE I: SIMULOINTIMALLIN PARAMETRIT

```

Ts = 1e-3 % Simulation time [s]
Imax = 450 % Max current [A]
pi_per_2 = 0

% Electrical specifications
m.Rs = 0.00694; % line-line resistance, ohms
m.Lq = 0.0453e-3; % line-line q-axis inductance, H
m.Ld = m.Lq; % non-salient rotor so Ld=Lq
m.Ke = 11.5 % 7.24V/KRPM 0-peak, line-line
m.p = 6; % number of pole pairs
m.t_elec = m.Lq/m.Rs % Electric time constant
m.t_mec = 0.5*m.Rs*0.0021/(m.Ke/1000*30/pi)^2

% Mechanical specifications
m.J = 0.0021+0.0006+0.000466; % Inertia
m.psi = m.Ke/sqrt(3)*60/(2*pi*1000)/m.p % PM flux

m.Tmax = 40 % Max torque [Nm]
m.Vmax = 40 % Max Voltage [V]

m.B = 1e-3 % damping coefficient, N*m/(rad/s)
m.Kc = 0.1; % coulomb friction, N*m

m.Khd = 100 % hysteresis friction coefficient
m.Kep = 100 % excess iron losses coefficient

m.Kp = 1.1 % Speed controller Kp
m.Ki = 0.125 % Speed controller Ki
m.Kd = 0 % Speed controller Kd
m.Kpd = 0.4 % Id Kp gain
m.Kid = 0.1 % Id Ki gain
m.Kpq = 0.4 % Iq Kp gain
m.Kiq = 0.1 % Iq Ki gain

Table.kp = [0.3 0.25 0.24 0.23 0.21 0.2] % Adaptive Kp
Table.ki = [0.3 0.15 0.125 0.1 0.09 0.05] % Adaptive Ki
% Speeds for adaptive ctrl [rpm]
Table.speeds = [100 500 1000 2000 3000 4000]

% Valves & pressures -----
Valve.dia = 0.0190 % [m]
Valve.passage = pi*(0.5*Valve.dia)^2 % [m^2]
Cd = 0.145*0.2242%0.369 % Flow discharge coefficient (38 lpm/6 bar)
Cd_servo = 0.159 % Flow discharge coefficient (40 lpm/35 bar)

pmax = 10e6 % system's Pressure relief valve setting [Pa]
pmax_apu = 1e6 % Assist pump Pressure relief valve setting [Pa]
pcrack = 2e5 % Cracking pressure of check valve [Pa]
pa_init = 1e6 % A-side init pressure [Pa]
pb_init = 1e6 % B-side init pressure [Pa]
pc_init = 3e6 % Servo valve init pressure [Pa]

% Pipes, pumps -----
pipe.length = 0.5 % pipe length [m]
pipe.dia = 14e-3 % pipe diameter [m]
hose.length = 1 % pipe length [m]
hose.dia = 25e-3 % pipe length [m]

```

```

n_apu = 1000 % Constant speed pump speed [rpm]
Vd_apu = 40e-6 % Constant speed pump displacement [m^3/r]
Vd = 10.6e-6 % Variable speed pump displacement [m^3/r]

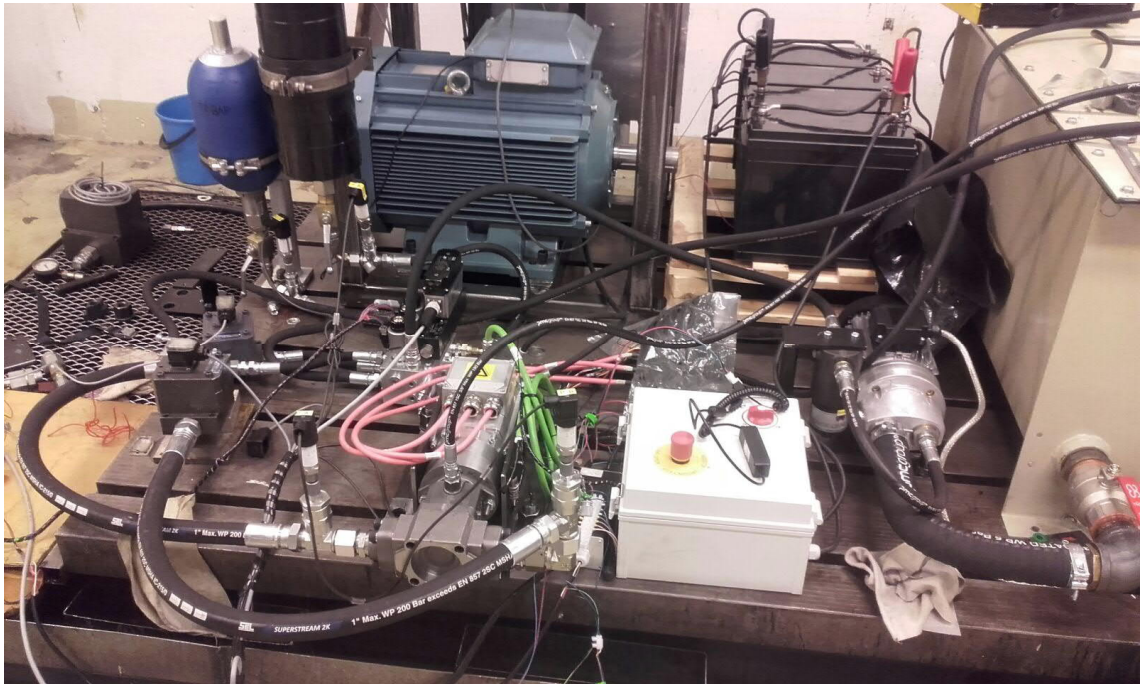
%Accumulators -----
AA = 16e5 % AccuA initial pressure [Pa] > 15 bar !!
AB = 100e5 % AccuB initial pressure [Pa] > 35 bar !!

% A-side accu
AccuA.p_pre = 10e5 % precharge pressure [Pa]
AccuA.Vtot = 4e-3 % Total volume (gas+oil) [m^3]
AccuA.p0 = AA % init pressure [Pa]
% init volume [m^3]
AccuA.V0=AccuA.Vtot-(AccuA.p_pre*AccuA.Vtot^1.4/AccuA.p0)^(1/1.4)

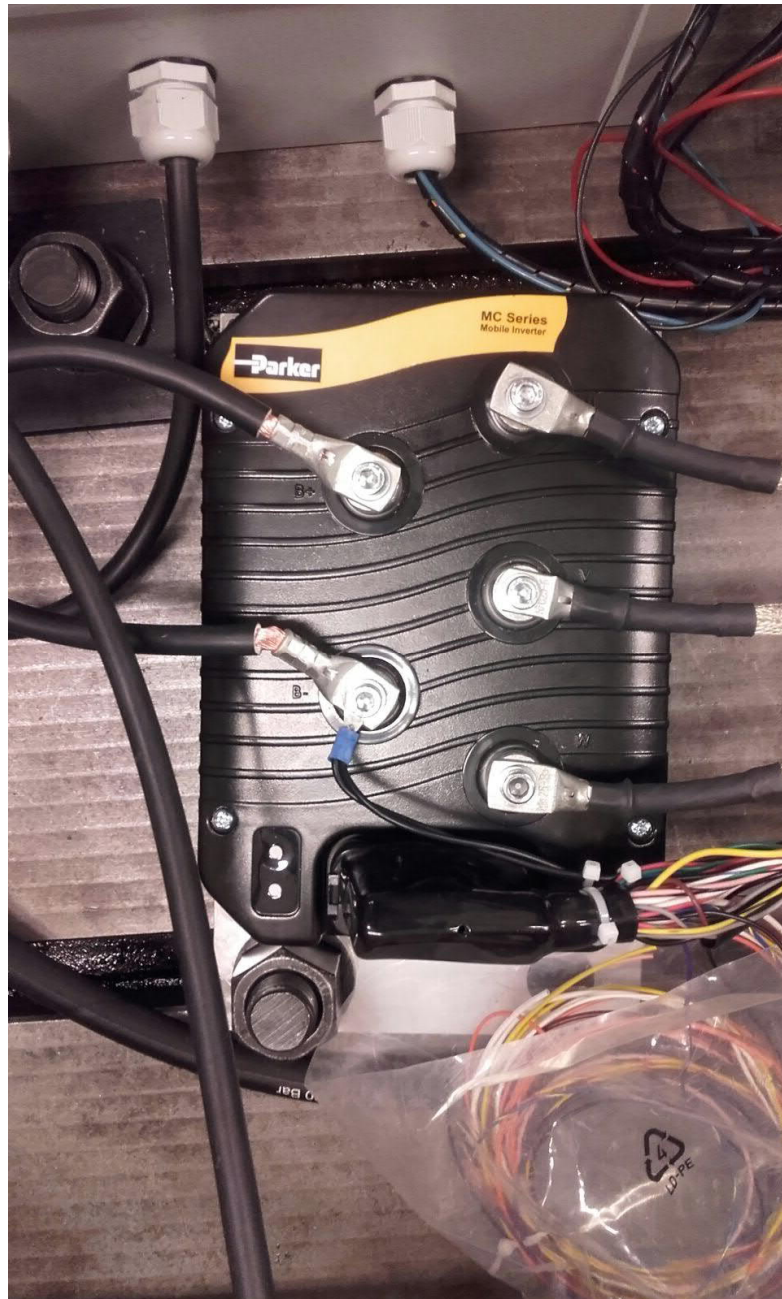
% B-side accu
AccuB.p_pre = 30e5 % precharge pressure [Pa]
AccuB.Vtot = 4e-3 % Total volume (gas+oil) [m^3]
AccuB.p0 = AB % init pressure [Pa]
% init volume [m^3]
AccuB.V0=AccuB.Vtot-(AccuB.p_pre*AccuB.Vtot^1.4/AccuB.p0)^(1/1.4)

%Servo direction valve -----
%valve dynamics
Valve.delay = 0.0035 % valve delay [s]
Valve.tau = 0.005; % Time constant [s]
Valve.rate_limit = 5000; % rate limit [-]

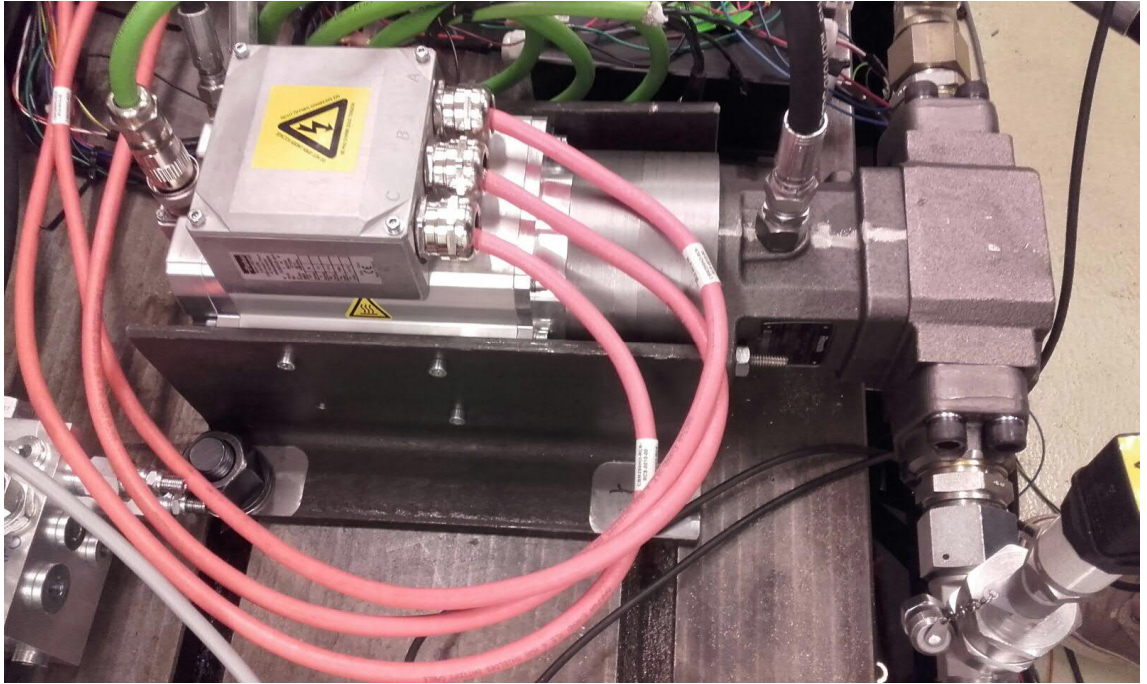
```

LIITE J: TOTEUTETTU TESTIJÄRJESTELMÄ

A Koko järjestelmä



B Taajuusmuuttaja



C Moottori, välikytin ja pumppu

LIITE K: OSALUETTELO

Osa	Nimitys	Kpl	Numero	Valmistaja
1	Apupumppu	1	MFZP-2-2.1-P-90/40-RV10-1.5/400-50	Hydac
2	Hydraulipumppu	1	A10FZG010	Bosch
3	Kestomagneettimoottori	1	GVM142050MPWSABPA1G-P	Parker
4	Taajuusmuuttaja	1	MCD-04-0450-01-00	Parker
5	Paineakku; 4 l	2		Hydroll & Oloer
6	2/2-logiikkaventtiili; 38 l/min; 6 bar	3	PA 6 GS30	Bucher
7	Servoventtiili; 40 l/min; 35 bar	1	D1FPE01MC9NB00-11	Parker
8	Paineenrajoitusventtiili; 45 l/min; 35-210 bar, 2ms	2	RBDALAN, T-162A cavity	Sun hydraulics
9	Vastaventtiili; 40l/min, 350bar, crack 2bar	2	CXBAXCN, T-162A cavity	Sun hydraulics
10	Tilavuusvirtamittari; 0.2-40 lpm	2	Volutronic VC-1-F-1-PS	Kracht
11	Paineanturi	4	PTX 1400 Type RAG25A300BC1H	Kistler
12	Akut 12 V	4	6FM134-X	Akkupojat
13	Välikytin	1	Rotex 24 Standard	KTR
14	Kontaktori; 48 V; 600 A	1	HZJ600S-48V	GWL/Power
15	Päävirtakytkin	1	300A M-series	Blue Sea